

การศึกษาแนวทางการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม ในกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ
โดยการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน และการเลือกใช้วัสดุ

ธงชัย บุญกิตติวาทิน

งานนิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม กลุ่มวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา
มีนาคม 2559
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยบูรพา

คณะกรรมการควบคุมงานนิพนธ์และคณะกรรมการสอบปากเปล่างานนิพนธ์ ได้พิจารณา
งานนิพนธ์ของ รงชัย บุญกิตติวสิน ฉบับนี้แล้ว เห็นสมควรรับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตาม
หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน ของมหาวิทยาลัย
บูรพาได้

คณะกรรมการควบคุมงานนิพนธ์

มณฑนา รังสิโยภาส อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก
(ดร. มณฑนา รังสิโยภาส)

คณะกรรมการสอบปากเปล่างานนิพนธ์

มณฑนา รังสิโยภาส ประธาน
(ดร. มณฑนา รังสิโยภาส)

วรเชษฐ ภิรมย์ภักดี กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร. วรเชษฐ ภิรมย์ภักดี)

นุวงศ์ ชลคุป กรรมการ
(ดร. นุวงศ์ ชลคุป)

คณะวิศวกรรมศาสตร์อนุมัติให้รับงานนิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตาม
หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม กลุ่มวิชาเทคโนโลยี
การจัดการพลังงาน ของมหาวิทยาลัยบูรพา

อานัติ คีพัฒนา คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ดร. อานัติ คีพัฒนา)

วันที่ 4 เดือน พฤษภาคม พ.ศ 2559

กิตติกรรมประกาศ

งานนิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาจาก ดร. มณฑนา รังสิโยภาส อาจารย์ที่ปรึกษาหลักงานนิพนธ์ ที่กรุณา ให้คำปรึกษาและแนะนำแนวทางการศึกษางานนิพนธ์ฉบับนี้ ซึ่งงานนิพนธ์ฉบับนี้จำเป็นต้องใช้หลักวิชาการ ทฤษฎีด้านการถ่ายเทความร้อนเพื่อใช้ประกอบในการศึกษาค้นคว้า ตลอดจนความเอาใจใส่ต่อนิสิตในทุก ๆ ด้านด้วยความปราถนาดีเสมอมา

ขอขอบคุณ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) และผู้บังคับบัญชาาระดับสูงทุกท่าน ที่ได้มอบโอกาสและให้การสนับสนุน โครงการศึกษางานนิพนธ์เพื่อการอนุรักษ์พลังงานฉบับนี้ อีกทั้งให้ความอนุเคราะห์การใช้งาน โปรแกรมสำเร็จรูปต่าง ๆ อันเป็นประโยชน์ที่สำคัญยิ่งต่อการประเมินผล และสรุปผลงานนิพนธ์ฉบับนี้ ซึ่งโปรแกรมสำเร็จรูปต่าง ๆ ที่นำมาใช้ในการวิเคราะห์เปรียบเทียบผลนี้เป็น โปรแกรมสำเร็จรูปพิเศษที่มีใช้เฉพาะในกลุ่มสถานประกอบการปิโตรเคมีเท่านั้น

ขอขอบคุณ MR. ROGER NEWNHAM ผู้บริหารสูงสุดของบริษัท ONQUEST (BORN) CANADA ULC. ประเทศแคนาดา ซึ่งเป็นผู้ที่มีประสบการณ์ตรงในการออกแบบและจำหน่ายเตาเผาสำหรับอุตสาหกรรมปิโตรเคมีทั่วโลก และเป็นผู้เขียนหนังสือการออกแบบเตากลั่นน้ำมัน (Direct-Fired Heaters) โดยได้มอบหนังสือที่ได้เขียนขึ้นนี้ เพื่อใช้เป็นแนวทางในการศึกษา ตลอดจนให้คำปรึกษาทางด้านเทคนิค การให้ข้อมูลเกี่ยวกับการประเมินราคาอุปกรณ์ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างยิ่ง การวิเคราะห์จุดคุ้มทุนของโครงการนี้ จึงทำให้ข้อมูลทางด้านค่าใช้จ่ายโครงการมีความถูกต้องและน่าเชื่อถือมากยิ่งขึ้น และต้องขอขอบคุณ MR. YOUNG LI ตำแหน่งผู้จัดการวิศวกรรมผลิตของบริษัท ONQUEST (BORN) CANADA ULC. ที่ให้การสนับสนุนในการตรวจสอบและให้คำปรึกษาในการออกแบบอุปกรณ์ในงานนิพนธ์ฉบับนี้

คุณค่าและประโยชน์ของงานนิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบเป็นกตัญญูแด่บิดาแม่บพการีบูรพาจารย์และผู้มีอุปการคุณทุกท่านทั้งในอดีตและปัจจุบัน ที่มีส่วนสนับสนุนให้งานนิพนธ์นี้ประสบความสำเร็จลุล่วง และขอมอบให้เป็นประโยชน์ต่อสาธารณะชนต่อไป

ธงชัย บุญกิตติวาทิน

54921210:สาขาวิชา: เทคโนโลยีวิศวกรรม; วศ.ม. (เทคโนโลยีวิศวกรรม)

กลุ่มวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน

คำสำคัญ: การปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน/ การเพิ่มประสิทธิภาพเตาเผาอุตสาหกรรม/ การอนุรักษ์พลังงานในเตาอุตสาหกรรม/ การปรับปรุงพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน/ การเลือกใช้งานวัสดุที่รับความร้อน

ธงชัย บุญกิตติวสิน: การศึกษาแนวทางการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม ในกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ โดยการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน และการเลือกใช้วัสดุ

(ENERGY CONSERVATION STUDY FOR FIRED HEATER OF CRUDE DISTILLATION PROCESS BY INCREASING HEAT TRANSFERRED AREA AND MATERIALS

SELECTION) คณะกรรมการผู้ควบคุมงานนิพนธ์: มัชฌานา รังสิโยภาส, Ph. D., 185 หน้า.

ปี พ.ศ. 2559.

การศึกษางานนิพนธ์ในครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อแสวงหาแนวทางการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบของเตากลั่นน้ำมันดิบ ซึ่งเตากลั่นน้ำมันเป็นเครื่องจักรที่มีสัดส่วนการใช้พลังงานเชื้อเพลิงมากที่สุดเพื่อใช้ในกระบวนการผลิตน้ำมันสำเร็จรูป ดังนั้น การศึกษาปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนของเตากลั่นน้ำมันดิบนี้ อาศัยหลักการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้มากขึ้น โดยคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงขนาดโครงสร้างอุปกรณ์และวัสดุที่นำมาใช้ออกแบบเป็นสำคัญ เพื่อเป็นแนวทางนำไปสู่การลดการใช้พลังงานและอนุรักษ์พลังงานในกระบวนการผลิตต่อไป ซึ่งการศึกษาดังกล่าวออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนสำหรับเตาอุตสาหกรรมนั้น จำเป็นต้องอาศัยมาตรฐานสากลของ ISO. 13705 ใช้เป็นแนวทางในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ สำหรับเตากลั่นน้ำมันดิบเหล่านี้

ผลของการศึกษาออกแบบนี้พบว่า ด้วยข้อจำกัดที่ต้องควบคุมขนาดโครงสร้างหลักของอุปกรณ์ คุณสมบัติของท่อวัสดุ ขนาดของท่อ และรูปแบบการจัดเรียงท่อให้คงไว้ตามคุณลักษณะเดิม เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดผลกระทบต่อการใช้ของกระบวนการผลิตนั้นพบว่า การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มพื้นที่ที่ครีปให้กับท่อรับความร้อน แทนการใช้แท่งรับความร้อน โดยส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 13.1% จากการออกแบบเพิ่มพื้นที่รับความร้อนขึ้นอีก 150% (1500 m^2) ส่งผลให้ประสิทธิภาพทางความร้อนเตากลั่นน้ำมันดิบเพิ่มสูงขึ้น 4.1% เทียบเท่ากับการลดอัตราการใช้เชื้อเพลิงลง 4.27 TOE ต่อวัน ในขณะที่ผลตอบแทนการลงทุนโครงการอยู่ที่ $IRR = 25.58\%$ ซึ่งถือว่าเป็นโครงการที่คุ้มค่าต่อการลงทุนเป็นอย่างมาก

54921210: MAJOR: MASTER OF ENGINEERING: M.Eng. (ENGINEERING TECHNOLOGY)

KEYWORD: RETROFIT OF CONVECTION BANK/ FIRED HEATER EFFICIENCY IMPROVEMENT/ ENERGY CONSERVATION/ HEAT TRANSFERRED AREA IMPROVEMENT/ FINNED TUBE MATERIAL SELECTION

THONGCHAI BOONKITTIVASIN: ENERGY CONSERVATION STUDY FOR FIRED HEATER OF CRUDE DISTILLATION PROCESS BY INCREASING HEAT TRANSFERRED AREA AND MATERIALS SELECTION. ADVISORS COMMITTEE: MONTANA RUNGSIYOPAS, Ph.D., 185 P. 2016.

This individual studied case has an objective to find the way to improve the heat transferred efficiency in fired heater application. Most of the time, the highest energy consumption in refining process is always taken place at fired heater compared with other energy consuming devices. This study aims to re-design with minimum change in major structure and foundation. The increasing of heat transferred area was subjected and focused. However, the retrofit concept shall not create any further negative effect on the existing downstream equipment. Therefore, the studied case shall be performed in the way to reduce an energy consumption within study boundary and environmental friendly. Moreover, the mechanical design and selection shall follow ISO.13705 (American Petroleum Institute 560, API-560), which is used as a general guideline to design fired equipment for petrochemical and refining plant.

The research result could be designed by maintaining the dimension of the major structure, tube material spec, tubes diameter and also coil arrangement, in order to avoid the negative effect in process fluid on both side. As a result of designed constraint improvement of heat transferred efficiency and increase of the heat transferred area by changing “studded tube” to “finned tube” was proposed. As this designed consequence, the heat absorb duty was improved by 13.1% whereas the total extended surface area was increased by 150% (or equal to 1500 m²). The overall furnace efficiency would be increased around 4.1%, and the energy consumption would be reduced about 4.27 TOE per day. Final conclusion for the investment benefit, the calculated internal rate of returned (IRR) was calculated at 25.58%, which showed high valuable for investment for energy conservation project.

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญภาพ.....	ฉ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
สมมติฐานของการวิจัย.....	4
กรอบแนวคิดในการวิจัย.....	4
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย.....	6
ขอบเขตของงานวิจัย.....	7
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	9
กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ.....	9
เตากลั่นน้ำมัน.....	11
อุปกรณ์สำหรับเตากลั่นน้ำมัน.....	14
การเผาไหม้.....	26
การกักความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้.....	27
การสมดุลมวล.....	29
การถ่ายเทความร้อน.....	30
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....	33
การถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้ค่าเฉลี่ยเชิงล็อก.....	34
การคำนวณประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมัน.....	35
ค่าแรงดันสูญเสียในปล่องและค่าแรงขับ.....	36
ค่าความจุความร้อนของสาร.....	37
การคำนวณความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์.....	38

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
ดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ.....	40
การศึกษาวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง.....	41
แนวทางการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเตาอุตสาหกรรม.....	41
3 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	43
แนวทางและขั้นตอนการดำเนินการวิจัย.....	43
การทบทวนวัตถุประสงค์และกำหนดขั้นตอนของการศึกษาวิจัย.....	43
การวางแผนและศึกษาเก็บข้อมูลกระบวนการผลิต.....	47
การเก็บข้อมูลกระบวนการผลิต.....	50
การตรวจวัด และวิเคราะห์คุณสมบัติทางความร้อนของสาร.....	52
การศึกษาข้อมูลอุปกรณ์เตากลั่นน้ำมัน และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง.....	58
การตรวจวัด และประเมินค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผาใหม่.....	69
การศึกษาอุณหภูมิจุดน้ำค้าง.....	71
การประเมินศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน และ การกำหนดเป้าหมาย	
การออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์.....	74
เลือกและกำหนดแนวทางการปรับปรุงภายหลังการประเมินศักยภาพ	
อุปกรณ์ทางความร้อน.....	78
การกำหนดมาตรฐานการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	79
การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	82
การคำนวณหาพื้นที่ท่อครีป.....	96
การศึกษาผลกระทบที่มีต่อระบบหลังการออกแบบ.....	105
การประเมินการออกแบบอุปกรณ์ด้วยการจำลองสถานการณ์ของเตากลั่น	
น้ำมันดิบด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC.....	112
การประเมินผล/ เปรียบเทียบผลการจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่น	
น้ำมันด้วย โปรแกรม FRNC-5PC.....	116
การประเมินราคาการลงทุนและค่าใช้จ่ายในการปรับปรุงอุปกรณ์.....	117
4 ผลการศึกษา.....	123
การวิเคราะห์ข้อมูลการผลิต.....	123

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
การสร้างข้อมูลดิบจากโปรแกรมสำเร็จรูป.....	123
การกำหนดเป้าหมายการปรับปรุงประสิทธิภาพ.....	124
วิธีการคำนวณและออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อน.....	125
สร้างแบบจำลองสถานการณ์เตาถลันน้ำมันดิบ ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC.....	127
การเปรียบเทียบผลการคำนวณกับโปรแกรมสถานการณ์จำลองเตาถลันน้ำมันดิบ....	127
ผลลัพธ์ของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	128
การคำนวณผลการประหยัด.....	130
การวิเคราะห์จุดคุ้มทุน โครงการ.....	133
5 อภิปรายและสรุปผล.....	135
อภิปรายผลการศึกษา.....	135
ข้อเสนอแนะและแนวทางการปรับปรุงสำหรับผลการศึกษา.....	137
สรุปผลการศึกษา.....	137
บรรณานุกรม.....	138
ภาคผนวก.....	140
ประวัติย่อของผู้วิจัย.....	197

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
3-1	ข้อมูลการตรวจวัดโดยเฉลี่ยของกระบวนการผลิตเตากลั่นน้ำมัน (8 ชั่วโมง).....	53
3-2	ข้อมูลการตรวจวัดก๊าซไอเสียของระบบ.....	54
3-3	ผลการวิเคราะห์ห้วงค์ประกอบก๊าซเชื้อเพลิงที่ตรวจวัด.....	55
3-4	ผลการวิเคราะห์คุณสมบัติน้ำมันเตาที่ตรวจวัด.....	56
3-5	ข้อมูลอ้างอิงคุณสมบัติทางเคมีของน้ำมันเตาที่ใช้ในการวิจัย.....	57
3-6	ผลการวิเคราะห์จุดเดือดน้ำมันดิบจากห้องปฏิบัติการทดสอบ.....	58
3-7	รายละเอียดโครงสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน.....	61
3-8	รายละเอียดข้อมูลอุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	62
3-9	รายละเอียดข้อมูลของพัดลมอัดอากาศ.....	65
3-10	รายละเอียดพัดลมดูดอากาศ.....	67
3-11	รายละเอียดการตรวจวัดก๊าซไอเสีย.....	68
3-12	รายละเอียดการตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผาใหม่.....	70
3-13	ข้อมูลที่ใช้เพื่อการคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้าง.....	72
3-14	ชนิดของวัสดุท่อโลหะสำหรับเตาเผาใหม่ ตามข้อกำหนดของ API-560.....	80
3-15	ชนิดของวัสดุของครีปโลหะรับความร้อนตามมาตรฐาน API-560.....	81
3-16	มาตรฐานขนาดและชนิดของครีปโลหะรับความร้อนตามมาตรฐาน API-560.....	82
3-17	ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณการสมมูลพลังงานที่ CVB.....	83
3-18	ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณการสมมูลพลังงานที่ APH.....	86
3-19	ชนิดของวัสดุที่ใช้กำหนดเงื่อนไขการออกแบบอุปกรณ์ตามมาตรฐาน API-560.....	87
3-20	ข้อมูลการคำนวณเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลี้ยง.....	96
3-21	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีปโลหะที่อ่านได้จากภาพที่ 3-29.....	100
3-22	ผลการคำนวณการหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้วยวัสดุที่แตกต่างกัน.....	105
3-23	ข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เปลี่ยนแปลงภายหลังการเพิ่มพื้นที่ครีปรับ ความร้อนของ CVB.....	109
3-24	ข้อมูลเปรียบเทียบของพัดลมดูดก๊าซไอเสียก่อนและหลังการออกแบบ.....	111
3-25	ข้อมูลสรุปของผลลัพธ์โปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC ก่อน และหลังการปรับปรุง.....	114

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่		หน้า
3-26	ข้อมูลประมาณการเงินลงทุน และค่าใช้จ่ายโครงการ.....	117
3-27	ข้อมูลเปรียบเทียบอัตราการใช้เชื้อเพลิงก่อน และหลังการออกแบบ.....	118
3-28	ข้อมูลอัตราผลตอบแทนการลงทุนภายใน และมูลค่าปัจจุบันสุทธิ.....	120
3-29	ข้อมูลสรุปเปรียบเทียบอัตราการใช้เชื้อเพลิงก่อน และหลังการออกแบบ.....	122
4-1	รายละเอียดข้อมูลเปรียบเทียบการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ด้วยวิธีการคำนวณทางทฤษฎี.....	126
4-2	รายละเอียดข้อมูลเปรียบเทียบผลการออกแบบด้วยโปรแกรมจำลองสถานการณ์ เตากลั่นน้ำมัน (FRNC-5PC).....	128
4-3	ข้อมูลผลประหยัคของการออกแบบอุปกรณ์.....	130

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2-1 กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบพื้นฐาน	10
2-2 ประเภทของเตากลั่นน้ำมันในแบบต่าง ๆ	12
2-3 รายละเอียดโครงสร้างหลักเตากลั่นน้ำมัน	13
2-4 ตัวอย่างองค์ประกอบโดยรวมของเตากลั่นน้ำมันดิบ	14
2-5 ตัวอย่างหัวเผาไหม้ก๊าซ และหัวเผาไหม้ด้วยน้ำมันเตา	15
2-6 ตัวอย่างหัวเผาไหม้แบบผสม	16
2-7 ตัวอย่างห้องเผาไหม้หลัก	17
2-8 ตัวอย่างท่อ Radiant coil แต่ละประเภท	17
2-9 ตัวอย่างโครงสร้าง Convection bank	18
2-10 ตัวอย่างท่อ Convection coil	19
2-11 ตัวอย่างท่อผิวเรียบ Convection coil	20
2-12 ตัวอย่างท่อครีบลโลหะ Finned tube	20
2-13 ตัวอย่างท่อแท่งโลหะ Studded tube	21
2-14 ตัวอย่างท่อครีบบนเหลี่ยม Serrated tube	21
2-15 ตัวอย่างอุปกรณ์อุ่นอากาศ	22
2-16 ตัวอย่างโครงสร้างภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ	23
2-17 ตัวอย่างจริงภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)	23
2-18 ตัวอย่างพัดลมเป่าอากาศ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)	24
2-19 ตัวอย่างพัดลมดูดก๊าซไอเสีย บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)	25
2-20 ตัวอย่างปล่องระบายไอเสีย (Stack) บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)	26
3-1 แผนภูมิการดำเนินงานศึกษาวิจัย	45
3-2 แผนผังและขอบเขตของกระบวนการผลิตที่ทำการศึกษา	48
3-3 ลักษณะเปรียบเทียบโครงสร้างเสมือนจริงของเตาเผาไหม้ที่ทำการศึกษา	49
3-4 ตัวอย่างการรายงานผลข้อมูลการผลิตของกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ	51
3-5 การตรวจวัดข้อมูลการผลิตของกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ	52
3-6 การตรวจวัดคุณภาพก๊าซไอเสียของการเผาไหม้	54

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3-7 การเก็บตัวอย่างเชื้อเพลิงเพื่อการวิเคราะห์ผล ณ ห้องปฏิบัติการทดสอบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	55
3-8 การเก็บตัวอย่างน้ำมันดิบจริงจากกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	57
3-9 ตัวอย่างภายในห้องเผาไหม้หลัก บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	59
3-10 อุปกรณ์ Convection bank ที่ศึกษาวิจัย บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	60
3-11 ภาพจริงแสดงการทำงานหัวเผาไหม้ภายในเตากลั่นน้ำมันดิบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	63
3-12 อุปกรณ์แสดงอุปกรณ์พัฒนาเป่าอากาศสู่เตากลั่นน้ำมันดิบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	65
3-13 อุปกรณ์พัฒนาชุดก๊าซไอเสียจากเตากลั่นน้ำมันดิบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)...	66
3-14 การตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผาไหม้เพื่อการประเมินค่าความร้อนสูญเสีย บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	69
3-15 การตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผาไหม้เพื่อการประเมินค่าความร้อนสูญเสีย บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	70
3-16 ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนในแต่ละส่วนของเตากลั่น ฯ ที่ศึกษาวิจัย.....	75
3-17 ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนในเครื่องอุ่นอากาศ (APH) ที่ศึกษาวิจัย.....	76
3-18 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิอากาศ กับ NOx emission.....	77
3-19 แผนภาพ Sanky diagram แสดงการสมดุลพลังงานในเตากลั่นน้ำมันดิบที่ศึกษาวิจัย.....	79
3-20 ข้อมูลทางสถิติของอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกจาก CVB.....	83
3-21 การหาอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่จะเข้าสู่ Finned tube ด้วยความสัมพันธ์ของ Excess oxygen และสัดส่วนของความร้อนที่เหลือผ่านสู่ Finned.....	89
3-22 การหา Heat flux rate ด้วยความสัมพันธ์ของ LMGT.....	90
3-23 การหา Correction factor ด้วย Excess oxygen.....	91
3-24 การหา Correction factor ด้วยระยะห่างของท่อ และขนาดท่อ.....	92
3-25 การหาค่า Flux rate ที่เกิดจากระยะห่างระหว่างชั้นของท่อจากความสัมพันธ์.....	93

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3-26 ความสัมพันธ์ที่ใช้หาค่า Flux rate ของก๊าซไอเสีย ตามขนาดของท่อ และอุณหภูมิ ของก๊าซไอเสีย.....	94
3-27 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลก๊าซ และสัมประสิทธิ์การพาความร้อน.....	98
3-28 การหาค่า Correction factor สำหรับ Coefficient ของครีบริบรับความร้อน.....	99
3-29 การหาค่า Thermal conductivity ของครีบริบโลหะที่เกิดขึ้นจากอุณหภูมิก๊าซไอเสีย.....	100
3-30 การหาค่า Fin efficiency จากผลของการคำนวณหาค่า β	102
3-31 การป้อนข้อมูลของโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน).....	113
3-32 ความสัมพันธ์เชิงเส้นระหว่าง NPV และ IRR ของผลตอบแทนตลอดโครงการ.....	121
4-1 ผลการเปรียบเทียบผลสรุปของอุณหภูมิของระบบที่ศึกษาที่เปลี่ยนแปลงไป.....	131
4-2 ผลการถ่ายเทความร้อนของเตาถ่าน ๑ ด้วยแผนภูมิ Sankey diagram ที่เปลี่ยนแปลง ภายหลังการปรับปรุง.....	132
4-3 ผลความเปลี่ยนแปลงการถ่ายเทความร้อนของเตาถ่าน ๑ ด้วยแผนภูมิกราฟ ก่อนและหลังการปรับปรุง.....	132
4-4 ความสัมพันธ์ของ NPV และ IRR ของการลงทุนโครงการ.....	134

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ทรัพยากรพลังงานถือได้ว่าเป็นห่วงโซ่อุปทานที่สำคัญของมนุษย์ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่ผู้ใช้ทรัพยากรพลังงานต้องร่วมกันแสวงหาวิธีการอนุรักษ์ การใช้ทรัพยากรพลังงาน และแนวทางการลดการสูญเสียจากกระบวนการต่าง ๆ การลดต้นทุนทางด้านพลังงานของห่วงโซ่อุปทานนั้น จะเป็นการเพิ่มศักยภาพการแข่งขันทางธุรกิจในอนาคตเพื่อความยั่งยืน ซึ่งในปัจจุบันกำลังเป็นสิ่งที่สังคมได้ตระหนักและให้ความสำคัญต่อสภาพแวดล้อมในปัจจุบันเพิ่มมากยิ่งขึ้นอีกด้วย

สำหรับอุตสาหกรรมโรงกลั่นน้ำมันปิโตรเคมีนั้นถือได้ว่าเป็นอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ซึ่งมีอัตราการใช้ทรัพยากรเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ เพื่อก่อให้เกิดพลังงานความร้อนสู่กระบวนการผลิตในระดับที่สูงที่สุด เมื่อเทียบกับระดับความต้องการการใช้พลังงานไฟฟ้าในกระบวนการผลิตน้ำมันดิบ (ข้อมูลการผลิตจาก บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)) และเตาเผาไหม้สำหรับอุตสาหกรรมโรงกลั่นน้ำมันจึงเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญที่มุ่งเน้นเพื่อทำการศึกษาวิจัย เพื่อแสวงหาแนวทางการอนุรักษ์พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงฟอสซิล แล้วนำความร้อนที่เกิดขึ้นกลับมาใช้ประโยชน์ให้ได้มากที่สุด

โดยการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ เตาเผาไหม้ถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีนัยสำคัญที่มีการใช้พลังงานเชื้อเพลิง จึงมีความต้องการที่จะทำการศึกษาและหาแนวทางการลดการใช้พลังงานภายใต้ขอบเขตที่กำหนด เตาเผาไหม้นี้ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิน้ำมันดิบ โดยความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้หลังจากใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิน้ำมันดิบแล้ว ยังคงถูกถ่ายเทให้กับส่วนอุปกรณ์ส่วนต่าง ๆ ในเตาเผาไหม้เพื่อให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดต่ำลง แล้วจึงปล่อยทิ้งออกสู่บรรยากาศผ่านทางปล่องระบายก๊าซไอเสียในขั้นตอนสุดท้าย จากการศึกษาเตาเผาไหม้เตาหนึ่ง ซึ่งมีขนาดพิกัดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงอยู่ราว 100 ตัน น้ำมันเชื้อเพลิงเทียบเท่าต่อวัน (Ton of oil equivalent: TOE) หรือราว 36,500 TOE ต่อปี ขึ้นต้นนั้นพบว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกสู่บรรยากาศนั้น มีอุณหภูมิเฉลี่ยของอุณหภูมิก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งอยู่ที่ 288°C ซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียของเตาเผาไหม้อื่น ๆ อีกทั้งยังพบว่ามีค่าสูงกว่ามาตรฐานการออกแบบอุณหภูมิก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งทั่ว ๆ ไป ซึ่งมีค่ามาตรฐานอยู่ที่ 200-230°C (ISO. 13705, API 560) ซึ่งถือได้ว่าอุณหภูมิการปล่อยทิ้งที่มีอุณหภูมิสูงนี้เป็นที่มาของปัญหาการสูญเสียพลังงาน และเป็นพลังงานสูญเสียที่มี

ศักยภาพในการนำกลับมาใช้งานใหม่ได้อีก ซึ่งต้องทำการศึกษาวิจัยถึงความเป็นไปได้ในการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ต่าง ๆ ต่อไป

เตาเผาใหม่ที่ทำการศึกษา มีส่วนประกอบต่าง ๆ ที่มีความสำคัญต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นจากก๊าซไอเสีย โดยสามารถจำแนกส่วนประกอบหลักออกเป็น 3 ส่วนหลัก ๆ ที่สนใจ คือ

1. การถ่ายเทความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อนในห้องเผาไหม้ (Radiation section)
2. การถ่ายเทความร้อนในส่วนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection section)
3. การถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater section)

จากการศึกษาการออกแบบเตาเผาใหม่ โดยพิจารณาถึงหลักการของออกแบบการถ่ายเทความร้อนในเตาอุตสาหกรรมนั้นพบว่า การออกแบบภาระโหลดของการถ่ายเทความร้อนในส่วนต่าง ๆ ของการนำความร้อนมาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดนั้นถูกแบ่งออกเป็น

- 3.1 ที่บริเวณห้องเผาไหม้ 55-60%
- 3.2 ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน 35-40%
- 3.3 ที่อุปกรณ์อุ่นอากาศ 5-10% (Newnham, 2013)

ด้วยเหตุผลที่ต้องการทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนน้อยที่สุดนั่นเอง การศึกษาขั้นต่อมาพบว่า การออกแบบนั้นมีข้อจำกัดในเรื่องของอุณหภูมิจุดน้ำค้างของก๊าซไอเสียของการเผาไหม้ เนื่องจากไม่สามารถลดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย โดยการดึงความร้อนไปใช้ประโยชน์ได้ต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ซึ่งอาจกล่าวได้ว่าเป็นข้อจำกัดของการอนุรักษ์พลังงานและการออกแบบของเตากลั่นน้ำมันในปัจจุบัน

เมื่อทำการสำรวจข้อมูลและพิจารณาอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เตากลั่นน้ำมันดิบนี้ เทียบกับอุณหภูมิจุดน้ำค้าง พบว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งยังมีศักยภาพที่สามารถนำมาใช้ให้เกิดประโยชน์ได้สูงราว 60-80°C จึงมีแนวคิดในการออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank section: CVB) หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater: APH) ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่มีอิทธิพลต่อการใช้พลังงานของเตาเผาใหม่นี้โดยตรง ซึ่งอุปกรณ์ทางความร้อนที่สนใจนี้ ได้พิจารณาว่าเป็นอุปกรณ์ที่สามารถทำการปรับปรุงได้ง่ายกว่าอุปกรณ์ที่เป็นท่อ ในส่วนของการแผ่รังสีความร้อนในห้องเผาไหม้ (Radiation section) มีโอกาสก่อให้เกิดการประหยัดการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิลเพื่อการอนุรักษ์พลังงานได้ง่าย และเป็นการช่วยลดอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนปล่อยออกสู่ชั้นบรรยากาศได้อีกทางหนึ่ง ซึ่งหมายถึง การเพิ่มประสิทธิภาพเตาเผาไหม้ ตลอดจนความคุ้มค่าทางการลงทุน

จากผลงานการวิจัยของ Shekarchian, Azrifi, Motasemi, and Mahlia, (2013) พบว่าการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น มีผลให้เกิดการประหยัดพลังงานได้ราว 7.4% ซึ่งเป็นแนวทางที่น่าสนใจต่อการศึกษาวิจัยในครั้งนี้

แนวทางในการนำความร้อนจากก๊าซไอเสียมาใช้ประโยชน์ให้มากขึ้น โดยการออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (Convection bank section) หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater) จะทำการศึกษาว่า ใน 2 วิธี คือ

1. ออกแบบให้มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น
2. ออกแบบโดยการเลือกใช้วัสดุที่แตกต่างกัน โดยคำนึงถึงข้อจำกัดต่าง ๆ ใน

การออกแบบ โดยผลที่ได้จากการออกแบบจะนำมาประเมินศักยภาพในการประหยัดพลังงาน เงินลงทุน และความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อใช้ประกอบการพิจารณาตัดสินใจต่อไป

วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาวิจัยแนวทางการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนอย่างเหมาะสม เพื่อการลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของเตาเผาไหม้ของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบ โดยมุ่งเน้นที่การศึกษาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection section) หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศ ซึ่งอุปกรณ์ทั้งสองประเภทนี้เป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้งอยู่เดิมและถือเป็นส่วนประกอบที่สำคัญของเตาเผาไหม้ โดยจะดำเนินการศึกษาแนวทางการออกแบบปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้น เพื่อให้เกิดผลการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงและลดอุณหภูมิของก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งให้ลดต่ำลง ซึ่งหมายถึง เป็นการแสวงหาแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพอุปกรณ์ และลดอัตราการสูญเสียที่อาจก่อให้เกิดผลกระทบต่อสภาวะแวดล้อมด้วยอีกทางหนึ่ง

วัตถุประสงค์ของโครงการศึกษาวิจัยมีดังต่อไปนี้

1. ออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อน หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมันดิบที่สนใจและนำไปสู่การอนุรักษ์พลังงานของกระบวนการผลิต

2. ศึกษาและเปรียบเทียบผลการประหยัดพลังงาน และประสิทธิภาพเตาเผาไหม้จากการเลือกใช้วัสดุที่มีความแตกต่างกัน ซึ่งถูกนำมาใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศอย่างใดอย่างหนึ่ง

3. เพื่อประเมินค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นจากการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อน การติดตั้งอุปกรณ์ทางความร้อน และวิเคราะห์จุดคุ้มทุนของโครงการ

สมมติฐานของการวิจัย

การลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียจากการเผาไหม้ในเตาอุตสาหกรรม ด้วยวิธีการเพิ่มพื้นที่ การถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์นั้นส่งผลให้เกิดการประหยัดพลังงานของกระบวนการ แต่จะมี จี๊ดจำกัดทางด้านการออกแบบทางด้านวิศวกรรม รวมทั้งเกิดผลกระทบต่ออุปกรณ์ต่าง ๆ ด้วยเหตุผลดังกล่าว การศึกษาวิจัยในครั้งนี้ มีความต้องการที่จะศึกษาถึงแนวทางให้การออกแบบ อุปกรณ์ที่เหมาะสมทางความร้อน อีกทั้งยังศึกษาผลกระทบต่าง ๆ ที่คาดว่าจะเกิดขึ้นจาก การปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในเตากลั่นน้ำมันดิบ โดยมีสมมติฐานของการศึกษาวิจัย ดังต่อไปนี้

1. การนำก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ในเตากลั่นน้ำมันดิบก่อนนำไปปล่อยทิ้ง มาออกแบบปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์ โดยการเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน และ เลือกใช้วัสดุที่เหมาะสม จะสามารถลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงในกระบวนการผลิตได้
2. การออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อนเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน ต้องไม่ ก่อให้เกิดผลกระทบทางลบต่อมลภาวะทางอากาศเพิ่มขึ้น
3. การลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียให้ลดต่ำลงจะต้องเป็นไปตามเกณฑ์มาตรฐาน American petroleum institute standard 560, (API-560) และไม่ให้เกิดผลกระทบต่ออุปกรณ์ทางความร้อน อันเนื่องมาจากอุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO_3)
4. การเพิ่มพื้นที่การรับความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection section) ตามมาตรฐานของ American petroleum institute standard 560, (API-560) นั้น จะไม่ส่งผลกระทบต่ออัตราการไหลของก๊าซไอเสียเดิมของระบบ และไม่ส่งผลกระทบต่อความ คงทนของวัสดุที่เลือกใช้
5. อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่สามารถลดต่ำลงตามเกณฑ์มาตรฐานได้นั้น จะไม่ส่งผลกระทบต่อ การเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์ระบายอากาศ ปล่อยระบายก๊าซไอเสีย ภายหลังจากการปรับปรุง

กรอบแนวคิดในการวิจัย

การศึกษาวิจัย และ การปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในส่วนของการพา ความร้อน (Convection section) หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater: APH) วิธีการใด

วิธีการหนึ่ง สำหรับหน่วยกลั่นน้ำมันดิบนี้ เป็นการศึกษาความเป็นไปได้ที่จะทำการเปลี่ยนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่เดิม ให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นเมื่อพิจารณาในสถานะการผลิตที่คงที่ ซึ่งจะช่วยให้เกิดผลของการลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของกระบวนการผลิตน้ำมันดิบให้ลดลงได้ ดังนั้นกรอบแนวคิดในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้มีดังต่อไปนี้

1. ทำการศึกษาเพื่อออกแบบปรับปรุงภายใต้มาตรฐานการออกแบบเตาอุตสาหกรรมปิโตรเคมีของระบบใน ISO. 13705, Fired heaters for general refinery service, (American petroleum institute 560: API-560) โดยการพิจารณาการเพิ่มพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อโลหะรับความร้อนประเภทท่อแบบมีแท่งรับความร้อน (Studded tube) เพื่อเปลี่ยนเป็นแบบท่อประเภทมีครีป (Finned tube) ซึ่งอุปกรณ์นี้เป็นอุปกรณ์ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันระหว่างน้ำมันดิบกับก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ในบริเวณห้องเผาไหม้ ก่อนปล่อยก๊าซไอเสียทิ้งสู่บรรยากาศ

2. ศึกษาวิธีการปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยวิธีการเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนแล้วนั้น โดยจะต้องสามารถลดการใช้พลังงานลง และไม่ส่งผลกระทบต่อมลภาวะทางสิ่งแวดล้อมด้านอื่น ๆ

3. การลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียให้ต่ำเกินไปอาจส่งผลเสียต่ออุปกรณ์อันเนื่องมาจากการกัดกร่อนของอุปกรณ์โลหะจากซัลเฟอร์ไดออกไซด์ที่อุณหภูมิต่ำลงเกินอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Acid dewpoint) ดังนั้นการลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียให้ลดต่ำลงจะมีข้อจำกัดทางด้านอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ซึ่งจะมีองค์ประกอบที่เกี่ยวข้องกับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ใช้ ดังนั้นการลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียจะถูกออกแบบให้เป็นไปตามข้อกำหนดมาตรฐานของ American petroleum institute standard, API-560

4. การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องคำนึงถึงความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลทั้งสายร้อน และสายเย็น ซึ่งการนำวิธีการของ Pinch approach analysis มาประยุกต์ใช้เพื่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ กล่าวคือ Approach temperature ระหว่างสายร้อนและสายเย็นต่ำสุด คือ เท่ากับ 50°C จะทำให้สามารถปรับเปลี่ยนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้อย่างเหมาะสมมากยิ่งขึ้น

5. การเลือกใช้วัสดุท่อครีปเพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มขึ้นนั้น มีข้อกำหนดทางด้านวัสดุศาสตร์ โดยต้องคำนึงถึงอายุการใช้งาน และคุณสมบัติต่าง ๆ ที่มีผลกระทบต่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไป ดังนั้นการออกแบบและเลือกใช้วัสดุอุปกรณ์จึงต้องอาศัยแนวทางปฏิบัติที่เป็นมาตรฐานของ API-560 ในการออกแบบสำหรับเตาอุตสาหกรรม

6. อุปกรณ์อัดอากาศและอุปกรณ์ระบายก๊าซไอเสีย ตลอดจนอุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีอยู่เดิมจะมีส่วนที่ได้รับผลกระทบจากการออกแบบ ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ต้องพิจารณาข้อกำหนดตามคุณสมบัติทางด้านความร้อน ทางด้านกายภาพ และทางด้านวัสดุศาสตร์ที่มีอยู่เดิม เพื่อป้องกันมิให้เกิดผลกระทบทางลบต่ออุปกรณ์ที่ใช้งานอยู่

7. การปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อน หรือ อุปกรณ์อุ่นอากาศนี้จะส่งผลให้ก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิลดต่ำลงภายหลังจากมีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น ซึ่งจะต้องไม่ส่งผลเสียต่ออุปกรณ์ต่าง ๆ ที่มีอยู่เดิมที่ได้รับผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงนี้

8. การศึกษาวิจัยจึงต้องอาศัยการวิเคราะห์ผลจากโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC ซึ่งเป็นโปรแกรมจำลองสถานการณ์การทำงานของเตาอุตสาหกรรม เพื่อแสดงให้เห็นรายละเอียดการถ่ายเทความร้อน และผลกระทบต่าง ๆ ที่มีการเปลี่ยนแปลงขึ้น โดยโปรแกรมจำลองนี้จะสามารถอธิบายถึงลักษณะของการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิของของไหล อุณหภูมิไอเสีย สภาวะแรงดันก๊าซไอเสีย และอื่น ๆ ซึ่งผลลัพธ์ของโปรแกรมจำลองต่าง ๆ จะถูกนำมาใช้ในการวิเคราะห์และประเมินผลประหยัด จุดคุ้มทุนของโครงการได้ดีมากยิ่งขึ้นอีกด้วย

9. ผลการศึกษาที่ได้จากโปรแกรมจำลองจะถูกนำมาใช้ประกอบการประเมินผลกระทบที่คาดว่าจะเกิดขึ้นต่อวัสดุจากการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ และประเมินความคงทนของวัสดุ อุณหภูมิการใช้งานจริง

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย

การศึกษาออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนในเตาเผาใหม่ในครั้งนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อแสวงหาแนวทางในการอนุรักษ์พลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้งานของกระบวนการผลิตของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบ ดังนั้นประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการศึกษาวิจัยในครั้งนี้มีดังต่อไปนี้

1. เพื่อศึกษาให้ทราบถึงผลการใช้พลังงานเชื้อเพลิงที่จะลดลงของภายหลังจากการออกแบบปรับปรุงติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกออกแบบให้มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น
2. เพื่อศึกษาและประเมินผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน พร้อมทั้งข้อเสนอแนะสำหรับการแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้น
3. เพื่อศึกษาผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการเลือกสรรวัสดุที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนตามมาตรฐานสากล พร้อมทั้งเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นของการเลือกใช้วัสดุที่แตกต่างกัน

4. เพื่อทราบถึงต้นทุน โครงการ จุดคุ้มทุน โครงการ เมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนที่พิจารณาว่าเหมาะสมที่สุด และคุ้มค่าที่สุด

5. เพื่อศึกษาให้ทราบถึงประสิทธิภาพของเตาเผาใหม่ที่เพิ่มขึ้นจากการออกแบบ ปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเตาเผาใหม่

ขอบเขตของงานวิจัย

การศึกษานี้มีขอบเขตของดำเนินการศึกษาที่เตาเผาใหม่อุตสาหกรรมของหน่วยกลั่น น้ำมันดิบของโรงกลั่นน้ำมันแห่งหนึ่ง โดยในการศึกษานี้มีขอบเขตที่จำกัดอยู่ในส่วนของอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection section) หรืออุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater) ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นส่วนประกอบหลัก ๆ ของเตาเผาใหม่ โดยอุปกรณ์ทั้ง 2 ชนิดนี้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันของก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากกระบวนการ โดยการศึกษาออกแบบในครั้งนี้จะส่งผลต่อการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้ในกระบวนการ เตาเผาใหม่ ซึ่งหมายถึง ลดการใช้ น้ำมันเตา หรือก๊าซเชื้อเพลิง ดังนั้นการศึกษานี้มีขอบเขต ของการศึกษาดังต่อไปนี้

1. เตากลั่นน้ำมันดิบที่ศึกษาในงานวิจัยนี้เป็นเตากลั่นน้ำมันดิบที่สร้างขึ้นในปี 2510 ของ โรงกลั่นน้ำมันแห่งหนึ่ง ซึ่งมีขนาดพิคัดการใช้พลังงานเชื้อเพลิง 100 Ton oil equivalent: TOE ทำหน้าที่ในการเพิ่มอุณหภูมิน้ำมันดิบเพื่อใช้ในการกลั่นน้ำมันดิบจาก อุณหภูมิน้ำมันดิบขาเข้า ราว 240°C แล้วเพิ่มอุณหภูมิด้วยการถ่ายเทความร้อนในเตาเผาใหม่ ไปที่อุณหภูมิขาออก ราว 350°C เพื่อให้เพียงพอต่อกระบวนการกลั่นแยกน้ำมันสำเร็จรูป

2. การศึกษาและออกแบบอุปกรณ์จะพิจารณาออกแบบตามมาตรฐานการออกแบบ สาขาสถาปัตยกรรมปิโตรเคมี หรือที่เรียกว่า American petroleum institute standard-560, API-560 เพื่อให้เกิดการยอมรับของการออกแบบติดตั้งในระดับสากล

3. คุณสมบัติของน้ำมันดิบ คุณสมบัติของเชื้อเพลิง และก๊าซไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ ที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้มาจากการวิเคราะห์ผลในห้องปฏิบัติการ และ การใช้เครื่องมือตรวจวัดทางวิศวกรรม โดยกำหนดให้เป็นตัวแปรคงที่ตลอดการศึกษานี้ ซึ่ง คุณสมบัติต่าง ๆ เกิดจากการตรวจวัดและจัดเก็บข้อมูลตามสภาพการดำเนินการจริงของ กระบวนการผลิต

4. อัตราการไหล อุณหภูมิ น้ำมันดิบ และเชื้อเพลิงที่ใช้ในเตาเผา ถูกพิจารณาในสภาวะ คงที่ ณ สภาวะพิคัดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงสูงสุด

5. ผลการคำนวณและวิเคราะห์ผลประหยัคนั้น จะทำการพิจารณาในสภาวะที่ตัวแปรของผลผลิตคงที่ และมีอัตราการผลิตในระดับเฉลี่ยทั้งปี โดยการพิสูจน์ผลประหยัคจะประเมินจากสภาวะผลการตรวจวัดจากสถานการณ์จริงในปัจจุบัน และใช้เป็นข้อมูลฐานก่อนการปรับปรุง

6. ข้อมูลของการผลิตและการจัดเก็บข้อมูลเพื่อการวิเคราะห์ผล จะดำเนินการเก็บข้อมูลภายใต้สภาพการดำเนินการจริงทั้งหมด และกำหนดให้เป็นสภาวะคงที่ โดยมีการจัดเก็บข้อมูลทางสถิติเฉลี่ยในสภาวะตัวแปรควบคุมคงที่ เก็บข้อมูลทุก ๆ 1 ชั่วโมง และใช้เป็นข้อมูลเฉลี่ยเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัย และคำนวณผล

7. โปรแกรมจำลองการออกแบบเตาอุตสาหกรรม FRNC-5PC ถูกใช้เป็นเครื่องมือในการจำลองการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ ซึ่งเป็นลิขสิทธิ์ที่ถูกต้องของสถานประกอบการ และดำเนินการเพื่อประโยชน์ต่องานศึกษาวิจัยที่ได้รับอนุญาตเท่านั้น

8. ระยะเวลาของการผลิตและเปรียบเทียบผลประหยัค กำหนดให้ช่วงเวลาดำเนินการเป็น 24 ชั่วโมงต่อวัน 365 วันต่อปี

9. การประเมินค่าใช้จ่ายในการจัดซื้อ และติดตั้งอุปกรณ์ จะพิจารณาตามเงื่อนไขมาตรฐานทางด้านวิศวกรรมและข้อกำหนดของอุปกรณ์ที่ใช้ในอุตสาหกรรมโรงกลั่นน้ำมันเท่านั้น

10. เครื่องมือและอุปกรณ์ตรวจวัดต่าง ๆ ที่ใช้ในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ ใช้มาตรฐานการสอบเทียบซึ่งเป็นไปตามมาตรฐานการสอบเทียบของกลุ่มอุตสาหกรรมโรงกลั่นน้ำมันเท่านั้น

11. การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ใช้ผลการประเมินด้วย วิธีที่ 1 วิธีหาจุดคุ้มทุนแบบง่าย (Simple payback period: SPP) วิธีที่ 2 วิธีการหาผลตอบแทนการลงทุนภายใน (Internal rate of return: IRR) และวิธีที่ 3 วิธีผลตอบแทนการลงทุนสุทธิ (Net present value: NPV) ด้วยระยะเวลาดำเนินโครงการ 20 ปี

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานศึกษาวิจัยในครั้งนี้ เป็นงานศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการแสวงหาแนวทางการออกแบบ อุปกรณ์ทางความร้อนซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับเตากลั่นน้ำมันสำหรับการกลั่นน้ำมันดิบ ซึ่งอุปกรณ์ดังกล่าวมีทฤษฎีที่เกี่ยวข้องที่ต้องทำการศึกษา รวมถึงการศึกษารวบรวมวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง โดยผู้ศึกษาวิจัยได้เรียบเรียงไว้ดังต่อไปนี้

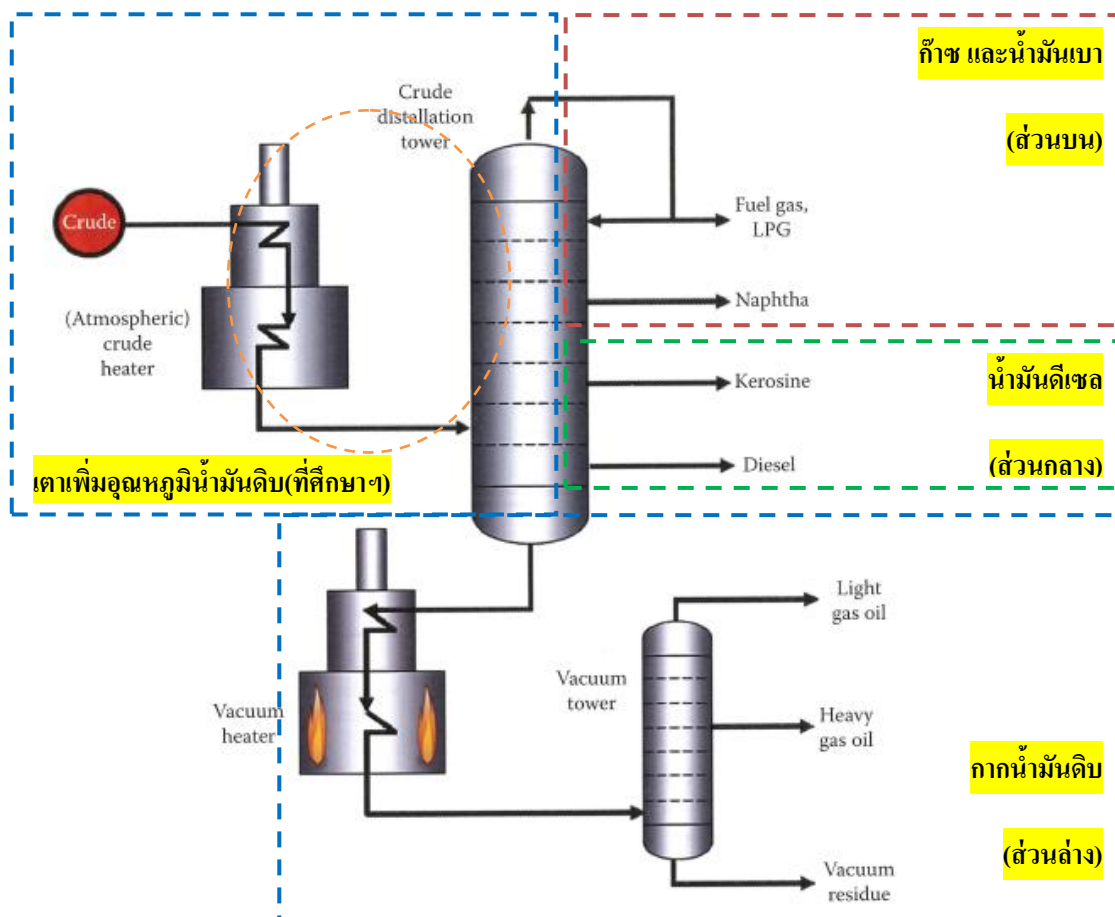
1. กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ (Crude distillation unit)
2. เตากลั่นน้ำมัน (Fired heater)
3. อุปกรณ์สำหรับเตากลั่นน้ำมัน (Fired heater equipment)
4. การเผาไหม้ (Combustion)
5. การกัดกร่อนที่เกิดจากการเผาไหม้ (Acid dew point corrosion)
6. การสมดุลมวลและพลังงานความร้อน (Mass and energy balance)
7. การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer)
8. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient)
9. การถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (Logarithm means temperature different: LMTD)
10. การคำนวณประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมัน (Thermal efficiency for fired heater)
11. การคำนวณค่าแรงดันสูญเสียในปล่อง และค่าแรงขับ (Stack loss and draft)
12. ค่าความจุความร้อนของสาร (Specific heat of substance)
13. การคำนวณความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์
14. ดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific energy consumption: SEC)
15. ศึกษาวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง (Literature review)

กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ (Crude distillation process)

น้ำมันดิบถือเป็นทรัพยากรที่มนุษย์ได้ค้นพบและนำมาเป็นแหล่งพลังงานที่สำคัญต่อการอุปโภคแหล่งพลังงานเชื้อเพลิง ซึ่งนำไปสู่การพัฒนาประเทศ และเมื่อมนุษย์ได้ค้นพบน้ำมันดิบ จึงได้มีการคิดค้นกรรมวิธีในการกลั่นแยกน้ำมันดิบออกมาเป็นน้ำมันเชื้อเพลิงที่มนุษย์ได้ใช้กันอยู่ทุกวันนี้ โดยที่กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบที่แรงดันบรรยากาศ (Atmospheric distillation process:

ADP) ถือเป็นกระบวนการผลิตขั้นแรกของการกลั่นแยกน้ำมันดิบ กล่าวคือ น้ำมันดิบที่ถูกขุดขึ้นมา จะมีส่วนประกอบของสารไฮโดรคาร์บอน (Hydrocarbon: HC) ที่เนื่อน้ำมันดิบส่วนใหญ่อยู่ในรูปของของเหลวที่มีจำนวนมวลโมเลกุลมากมายหลายกลุ่มผสมกันอยู่ และมีสารปนเปื้อนต่าง ๆ ที่ผสมกันอยู่ในเนื่อน้ำมันดิบ ดังนั้นกระบวนการกลั่นแยกน้ำมันดิบที่แรงดันบรรยากาศ จึงเป็นกระบวนการที่สำคัญต่อการแยกองค์ประกอบน้ำมันออกเป็นกลุ่มแรก โดยที่กระบวนการผลิตนี้ ส่วนมากจะแยกน้ำมันออกมาเป็น 3 กลุ่ม ได้แก่

1. กลุ่มของก๊าซธรรมชาติและน้ำมันเบา (ส่วนบน)
2. กลุ่มของน้ำมันดีเซล (ส่วนกลาง)
3. กลุ่มของกากน้ำมันดิบ (ส่วนล่าง)



ภาพที่ 2-1 กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบพื้นฐาน (Charles & Baukal, 2013)

ก่อนที่น้ำมันดิบจะเกิดการกลั่นแยกได้นั้น น้ำมันดิบต้องถูกเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นราว 350°C และถูกควบคุมแรงดันหอกลับให้ใกล้เคียงกับแรงดันบรรยากาศตลอดเวลาในขณะที่ดำเนินการกลั่นแยกน้ำมันดิบ โดยมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger: HEX) ที่ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิน้ำมันดิบให้สูงขึ้น จนกระทั่งส่งผ่านน้ำมันดิบให้ผ่านเตากลั่นน้ำมันเพื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำมันดิบให้สูงสุดจนถึงอุณหภูมิการกลั่นแยก และส่งผ่านน้ำมันดิบเข้าสู่หอกลับแยก น้ำมันดิบเป็นลำดับต่อไป โดยเมื่อพิจารณาถึงแหล่งให้พลังงานของกระบวนการผลิตจะพบว่าเตากลั่นน้ำมันเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญต่อกระบวนการ เพราะทำหน้าที่ในการเพิ่มอุณหภูมิน้ำมันดิบให้สูงถึงจุดกลั่นแยก และยังถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่สิ้นเปลืองพลังงานมากที่สุดในกระบวนการผลิตน้ำมันดิบอีกด้วย

เตากลั่นน้ำมัน (Fired heater)

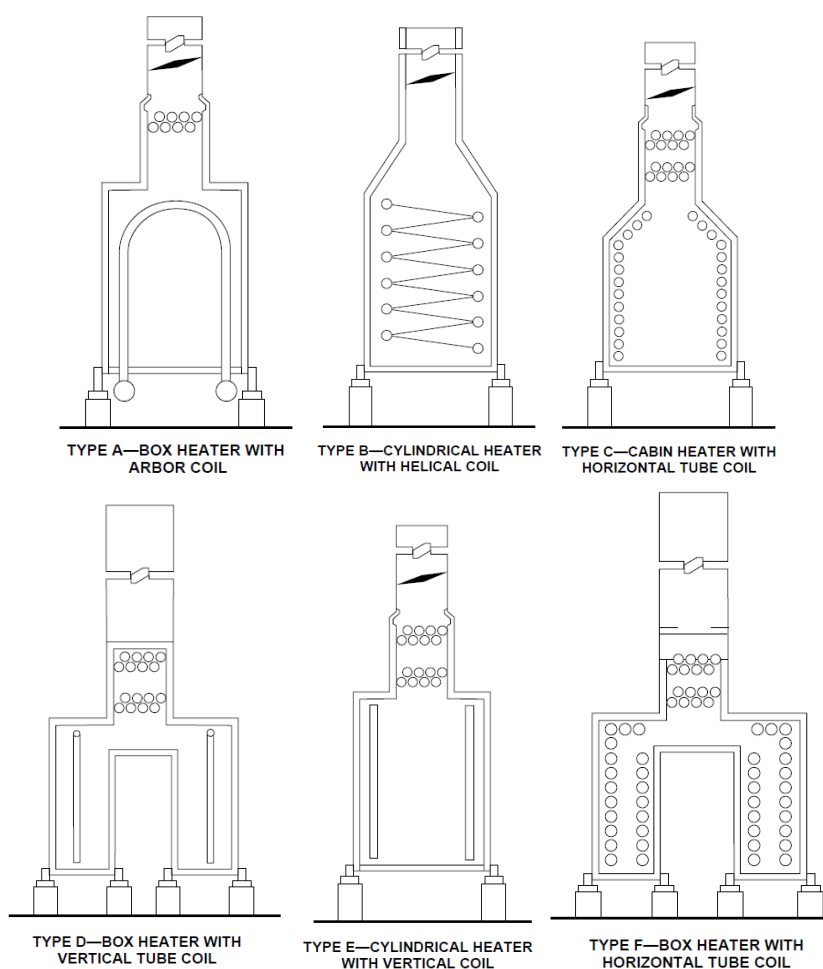
เมื่อทราบถึงกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบเบื้องต้นดังที่กล่าวไปแล้วนั้น เตากลั่นน้ำมันหรือเตาเพิ่มอุณหภูมิน้ำมันนั้น จะมีความสำคัญอย่างมากต่อกระบวนการผลิตน้ำมันดิบโดยส่วนมากแหล่งกำเนิดพลังงานความร้อนในอุตสาหกรรมปิโตรเคมีนั้นสามารถกล่าวได้ว่าเกิดขึ้นจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงฟอสซิล หรือที่เราเรียกว่าสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งการใช้พลังงานเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นในอุตสาหกรรมปิโตรเคมีนี้ Jegla, Stehlie, and Kohoutek, (2000) ได้พบว่าการใช้เชื้อเพลิงในเตาเผาไหม้มีอัตราการใช้พลังงานสูงถึง 1 ใน 3 ของระดับการใช้พลังงานทั้งหมดของในประเทศสหรัฐอเมริกา Shekarchian, Azrifi, Motasemi, and Mahlia, (2013) โดยกล่าวว่าการใช้พลังงานความร้อนสำหรับเตาเผาในอุตสาหกรรมการกลั่นน้ำมันดิบ มีขนาดพิสัยการใช้พลังงานตั้งแต่ 0.15 MW_{th} จนสูงถึง 300 MW_{th} จากบทความนี้จะพบว่า ระดับความต้องการการใช้พลังงานในเตากลั่นน้ำมันมีความแตกต่างกันไป ส่วนแล้วแต่เป็นอุปกรณ์ที่มีอัตราการใช้พลังงานอยู่ในระดับสูงที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้พลังงานด้านอื่น ๆ

เมื่อพิจารณาถึงบทบาทและความสำคัญของเตากลั่นน้ำมันแล้ว การศึกษาถึงลักษณะรูปแบบและโครงสร้างของเตากลั่นน้ำมัน ถือเป็นสิ่งจำเป็นเพื่อให้ทราบถึงรายละเอียดของอุปกรณ์หน้าที่ และข้อกำหนดการออกแบบอย่างถูกต้อง ตามมาตรฐานสากลซึ่งถือได้ว่าเป็นสิ่งที่ต้องทราบและคำนึงถึงสำหรับผู้ทำการศึกษาวิจัย ดังนั้นจึงขอเสนอคุณลักษณะของเตากลั่นน้ำมันส่วนประกอบของเตาเผา รวมถึงอุปกรณ์ที่สำคัญต่าง ๆ ในเตาเผา โดยมีรายละเอียดที่สำคัญ คือ

1. ประเภทของเตากลั่นน้ำมัน (Type of fired heater)

การแบ่งประเภทของเตากลั่นน้ำมันออกเป็น 6 ประเภทตามข้อกำหนดของ American Petroleum Institute, (2007) ซึ่งจะพบว่าลักษณะ โครงสร้างและการจัดวางท่อน้ำมันนั้น มี

ความแตกต่างกัน รวมถึงลักษณะของการออกแบบโครงสร้างเตาเผา ก็มีข้อกำหนดและรูปทรงที่แตกต่างกันไปตามลักษณะการใช้งาน และเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในห้องเผาไหม้ที่เหมาะสม ดังแสดงในภาพที่ 2-2



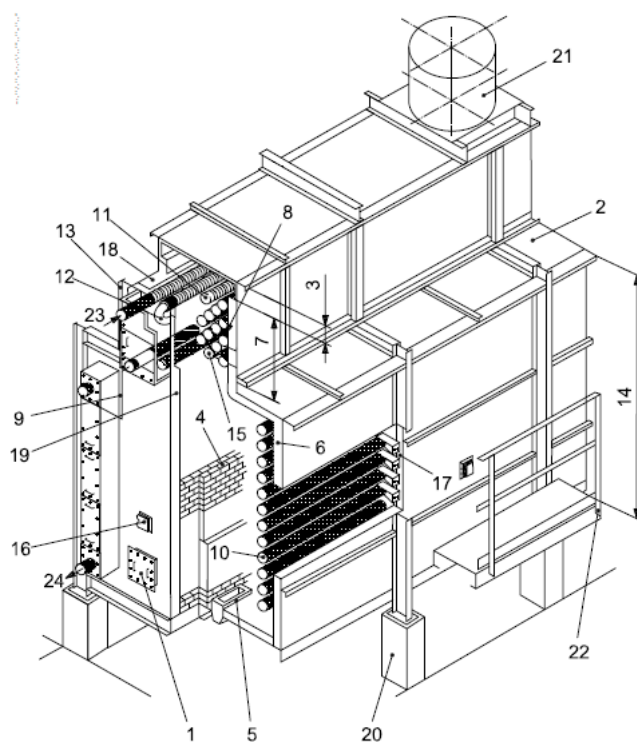
ภาพที่ 2-2 ประเภทของเตากลั่นน้ำมันในแบบต่าง ๆ (American Petroleum Institute, 2007)

ทั้งนี้ลักษณะโครงสร้างรวมถึงการจัดเรียงท่อน้ำมันภายในเตา จะขึ้นอยู่กับความต้องการของกระบวนการผลิตภายใต้ข้อจำกัดต่าง ๆ ด้วยเช่นกัน ดังนี้

1. ระดับแรงดันตกคร่อมของการไหลของน้ำมัน (Process coil hydraulic pressure loss)
2. อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในเตาเผา (Heat transfer and absorb duty)

3. ระดับความเข้มข้นของการแผ่รังสีความร้อนในห้องเผาไหม้ (Heat flux density)

จากตัวอย่างข้อควรพิจารณาที่กล่าวมา เป็นสิ่งสำคัญที่ผู้ออกแบบเตาถลุงน้ำมันควรคำนึงถึงและออกแบบเตาถลุงน้ำมันให้เป็นไปตามมาตรฐานการออกแบบสากล อีกทั้งเพื่อป้องกันปัญหาที่อาจเกิดขึ้นในกระบวนการผลิต ซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อการหยุดดำเนินการผลิตฉุกเฉิน อันเนื่องมาจากการออกแบบที่ไม่เหมาะสมได้ ทั้งนี้การออกแบบเตาถลุงน้ำมันจะถูกออกแบบจากบริษัทที่มีประสบการณ์ทางการออกแบบเตาถลุงน้ำมันในระดับสากลที่ได้รับการยอมรับในกลุ่มอุตสาหกรรมปิโตรเคมีและการถลุงในระดับสากลโดยอ้างอิงมาตรฐานต่าง ๆ ในระดับสากลที่มีการยอมรับ อาทิเช่น มาตรฐานของ American petroleum institute: API, NFPA และ ISO. เป็นต้น



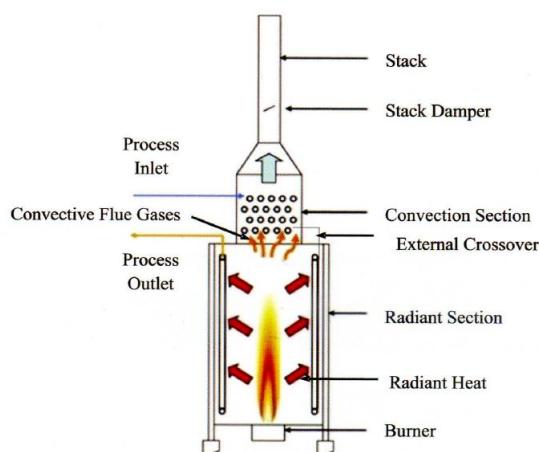
- | | | | |
|----------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|
| 1. Access Door | 7. Convection Section | 13. Header box | 19. End-tube sheet |
| 2. Arch | 8. Corbel | 14. Radiant Section | 20. pier |
| 3. Breeching | 9. Crossover | 15. Shield Section | 21. Stack/duct |
| 4. Bridgewall | 10. Tubes | 16. Observation door | 22. platform |
| 5. Burner | 11. Extended surface | 17. Tube Support | 23. process in |
| 6. Casing | 12. Return bend | 18. Refractory lining | 24. process out |

ภาพที่ 2-3 รายละเอียดโครงสร้างหลักเตาถลุงน้ำมัน (American Petroleum Institute, 2007)

จากภาพที่ 2-3 แสดงให้เห็นรายละเอียดลักษณะโครงสร้างของเตากลั่นน้ำมัน ซึ่งจะแสดงชื่อของส่วนประกอบแต่ละส่วน และชี้ให้เห็นถึงภาพโครงสร้างที่สำคัญ ๆ สำหรับแสดงในองค์ประกอบหลักของเตาเผาประเภทหนึ่ง ซึ่งมีชื่อเรียกจำเพาะ แต่ในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้จะนำเสนอองค์ประกอบที่สำคัญและจำเป็นต่องานวิจัย โดยขอนำเสนอองค์ประกอบหลักที่สำคัญต่อเตากลั่นน้ำมัน โดยแสดงรายละเอียดในลำดับต่อไป

อุปกรณ์สำหรับเตากลั่นน้ำมัน (Fired heater equipment)

ส่วนประกอบสำคัญที่เกี่ยวข้อง โดยตรงต่อการออกแบบการถ่ายเทความร้อนภายในเตากลั่นน้ำมัน การกลั่นน้ำมันปิโตรเคมีนั้นจะให้ความสำคัญกับการออกแบบพื้นที่การถ่ายเทความร้อนภายใต้พื้นที่ผิวของท่อโลหะ ดังนั้นในส่วนของการศึกษาวิจัยจึงขออธิบายในส่วนประกอบที่สำคัญต่อการศึกษารูปร่างขึ้นต้นเพียงเท่านี้ ซึ่งโดยความเป็นจริงแล้ว พบว่ายังคงมีส่วนประกอบย่อยที่จำเป็นต้องทราบในส่วนของระบบเตากลั่นน้ำมันอีกมาก แต่เนื่องจากว่าในส่วนของการออกแบบเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน จะมีความเกี่ยวข้องกับท่อโลหะที่กล่าวมามากกว่าส่วนอื่น ๆ เนื่องจากเตากลั่นน้ำมันมีหน้าที่หลักในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไปสู่น้ำมันดิบ โดยอาศัยการถ่ายเทความร้อนผ่านทางท่อโลหะเท่านั้น ด้วยเหตุผลดังกล่าวนี้ การศึกษาวิจัยจึงมุ่งเน้นในอุปกรณ์ส่วนที่เป็นท่อโลหะที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนเป็นหลัก ซึ่งอุปกรณ์ในส่วนที่เป็นส่วนประกอบอื่น ๆ ที่ไม่มีส่วนเกี่ยวข้องโดยตรงกับระบบ จะถูกกล่าวไว้โดยพอสังเขปต่อไป



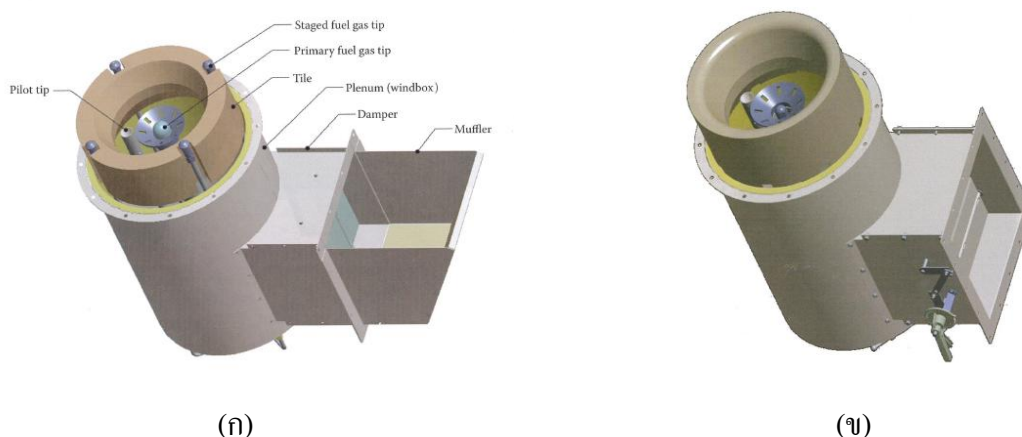
ภาพที่ 2-4 ตัวอย่างองค์ประกอบโดยรวมของเตากลั่นน้ำมันดิบ (Newnham, 2013)

1. หัวเผาไหม้ (Burner)

หัวเผาไหม้ (Burner) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ฉีดพ่นเชื้อเพลิงประเภทต่าง ๆ อาทิเช่น ก๊าซเชื้อเพลิง น้ำมันเตาที่ถูกทำให้เป็นฝอยละอองแล้ว ให้เกิดการผสมกันกับอากาศที่มีการควบคุมอย่างเหมาะสมจนเกิดการเผาไหม้ขึ้นในบริเวณห้องเผาไหม้ และกลายเป็นแหล่งพลังงาน ความร้อนหลักที่เกิดขึ้นในบริเวณห้องเผาไหม้หลัก (Radiant section, Rad) และทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้นในส่วนต่าง ๆ ของเตากลั่นน้ำมัน ซึ่งหัวเผาไหม้จะมีลักษณะแตกต่างกันออกไปตามการออกแบบของผู้ผลิตหัวเผาไหม้ แต่สามารถจำแนกประเภทของหัวเผาไหม้ได้ตามชนิดของเชื้อเพลิง ดังนี้

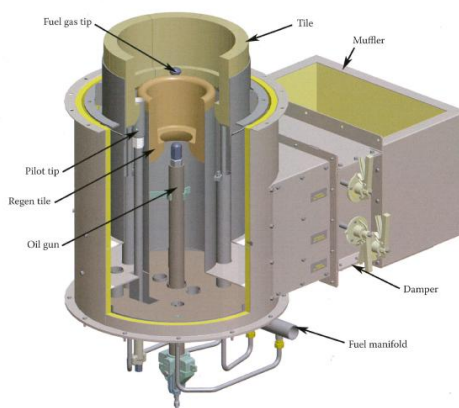
1.1 หัวเผาไหม้ก๊าซ (Gas burner) เป็นหัวเผาไหม้ที่สามารถใช้งานกับก๊าซเชื้อเพลิงได้เพียงชนิดเดียว ดังแสดงตัวอย่างดังภาพที่ 2-5 (ก)

1.2 หัวเผาไหม้น้ำมันเตา (Oil burner) เป็นหัวเผาไหม้ที่สามารถใช้งานกับน้ำมันเตาได้เพียงชนิดเดียว ซึ่งหัวเผาไหม้ประเภทนี้จะมีการนำเอาไอน้ำยิ่งยวดมาใช้เป็นส่วนช่วยให้ น้ำมันเตามีการแตกตัวเป็นฝอยละอองก่อนการเผาไหม้ด้วย แสดงดังภาพที่ 2-5 (ข)



ภาพที่ 2-5 ตัวอย่างหัวเผาไหม้ก๊าซ และหัวเผาไหม้ด้วยน้ำมันเตา (Charles & Baukal, 2013)

1.3 หัวเผาไหม้แบบผสม (Combination burner) เป็นหัวเผาไหม้ที่สามารถใช้เชื้อเพลิงได้ทั้งสองชนิด คือ ก๊าซเชื้อเพลิง น้ำมันเตา หรือเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดในเวลาเดียวกัน ซึ่งจะมีการออกแบบที่ซับซ้อนกว่าแบบอื่น ๆ แสดงดังภาพที่ 2-6



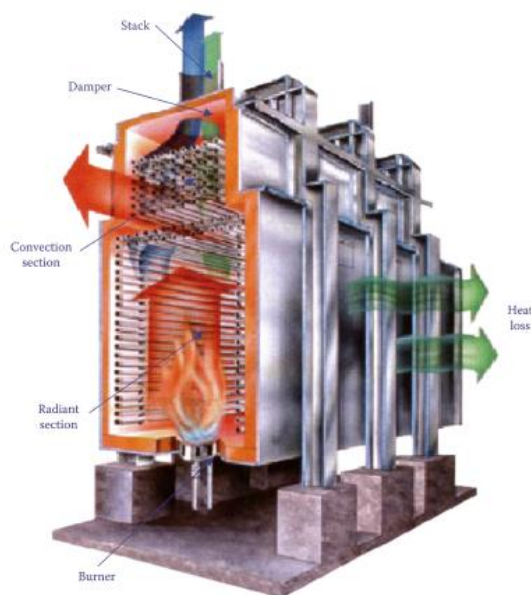
ภาพที่ 2-6 ตัวอย่างหัวเผาไหม้แบบผสม (Charles & Baukal, 2013)

2. ห้องเผาไหม้หลัก (Radiant section)

เตากลั่นน้ำมันจำเป็นต้องมีส่วนประกอบที่สำคัญที่ใช้ในกักเก็บแหล่งกำเนิดพลังงานความร้อนที่เกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิง โดยอุปกรณ์ในส่วนนี้ถูกเรียกว่า ห้องเผาไหม้หลัก (Radiant section) ทำหน้าที่ในการจำกัดบริเวณการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้อยู่ในห้องที่มีรูปทรง และขนาดที่แตกต่างกันตามลักษณะการออกแบบของผู้ผลิต โดยส่วนมากห้องเผาไหม้จะถูกออกแบบให้มีลักษณะรูปทรงกระบอก รูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส หรือ รูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า ดังแสดงในภาพที่ 2-2

ห้องเผาไหม้จะมีขนาดที่ใหญ่หรือเล็กนั้นจะขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อนภายในห้องเผาไหม้เป็นสำคัญ ภายในห้องเผาไหม้จะมีการใส่วัสดุที่เป็นฉนวนความร้อนเพื่อป้องกันโครงสร้างหลักที่มีส่วนประกอบที่เป็นโลหะธรรมดา ซึ่งฉนวนความร้อนนั้นนิยมใช้ปูนและอิฐทนไฟ เป็นส่วนประกอบหลักสำหรับใช้เป็นฉนวนความร้อนของห้องเผาไหม้ดังกล่าว

นอกจากนั้นห้องเผาไหม้ที่มีการจัดวางท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำหน้าที่ให้น้ำมันดิบหรือของไหลประเภทต่าง ๆ ได้เคลื่อนที่อยู่ภายในท่อดังกล่าว และเกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้นภายในห้องเผาไหม้หลักนี้ ซึ่งสามารถกล่าวได้ว่าหลักการถ่ายเทความร้อนที่สำคัญในห้องเผาไหม้จะเกิดจากการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการแผ่รังสีความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ณ บริเวณหัวเผาไหม้ จึงทำให้ห้องเผาไหม้หลักนี้ถูกเรียกว่า Radiant section ซึ่งเป็นส่วนที่ถูกเรียกตามวิธีการถ่ายเทความร้อนนั่นเอง



ภาพที่ 2-7 ตัวอย่างห้องเผาไหม้หลัก (Charles & Baukal, 2013)

3. ท่อรับความร้อนด้วยการแผ่รังสี (Radiant coil)

ท่อรับความร้อนด้วยการแผ่รังสี ทำหน้าที่ในการรับพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้โดยตรง ซึ่งการถ่ายเทความร้อนในส่วนนี้คิดเป็นสัดส่วนราว 60-70% ของการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นในเตาเผา (Newnham, R., 2013) ซึ่งถือได้ว่าเป็นส่วนที่สำคัญที่สุดในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบเตาถลุงน้ำมัน



ภาพที่ 2-8 ตัวอย่างท่อ Radiant coil แต่ละประเภท (Newnham, 2013)

4. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection section)

เมื่อการเผาไหม้ได้เกิดขึ้นในบริเวณห้องเผาไหม้หลัก ก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจะมีอุณหภูมิสูงราว 700-900°C ซึ่งถือได้ว่าเป็นพลังงานความร้อนที่มีศักยภาพสูงที่จะถ่ายเทความร้อนให้กับกระบวนการผลิตได้อีก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank: CVB) ที่มีลักษณะเป็นท่อโลหะที่มีการวางตัวเป็นขด เพื่อทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธีการพาความร้อน (Convective heat transfer) ที่ได้มาจากก๊าซไอเสีย แสดงดังภาพที่ 2-9



ภาพที่ 2-9 ตัวอย่างโครงสร้าง Convection bank ณ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

ซึ่งอุปกรณ์ชนิดนี้จะมีการจัดเรียงท่อขดแบบต่าง ๆ ให้มีลักษณะที่ขวางทิศทางการไหลของก๊าซไอเสียที่เคลื่อนที่ออกจากห้องเผาไหม้หลักและทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียกับน้ำมันดิบ หรือ ของไหลต่าง ๆ ที่เคลื่อนที่อยู่ภายในท่อ ส่งผลให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น และก๊าซไอเสียที่ผ่านไปมีอุณหภูมิลดต่ำลง และถูกส่งผ่านไปยังอุปกรณ์อุ่นอากาศ หรืออุปกรณ์ทางความร้อนเพื่อการอนุรักษ์พลังงานต่าง ๆ ก่อนปล่อยก๊าซไอเสียออกสู่ชั้นบรรยากาศในขั้นตอนสุดท้าย

5. ท่อรับความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection coil)

ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection coil) ทำหน้าที่ในการรับพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนที่เหลือจากห้องเผาไหม้เชื้อเพลิง โดยอาศัยการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นกับน้ำมันดิบขณะที่มีการไหลอยู่ภายในท่อ ซึ่งสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนของ Convection coil นี้คิดเป็นสัดส่วนราว 30-40% ของ

การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นในเตาเผา (Newnham, 2013) ซึ่งยังคงถือได้ว่าเป็นส่วนที่สำคัญรองลงมาจาก Radiant coil ในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบเตากลั่นน้ำมัน โดยที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้นมีลักษณะ โครงสร้างแสดงดังภาพที่ 2-10



ภาพที่ 2-10 ตัวอย่างท่อ Convection coil (Newnham, 2013)

นอกจากการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะ โครงสร้าง โดยรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาแล้ว ยังมีอีกส่วนหนึ่งที่สำคัญที่อยู่ในส่วนของ Convection coil คือ ส่วนของการเพิ่มพื้นที่โลหะในการแลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มพื้นที่ในส่วน Convection coil เป็นวิธีการที่สามารถปรับเปลี่ยนอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่าย เมื่อเทียบกับท่อใน Radiant coil เพราะส่งผลต่อโครงสร้างเตาเมื่อต้องการเพิ่มพื้นที่การรับความร้อน ต่างกับในส่วนของ Convection coil การเพิ่มพื้นที่สามารถทำได้ง่ายกว่าโดยการสอดแทรกพื้นที่ผิวสัมผัสให้เพิ่มมากขึ้นแทนการเพิ่มจำนวนท่อ ซึ่งในปัจจุบันมีประเภทของท่อที่นิยมนำมาใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้นมีอยู่ถึง 4 ประเภทด้วยกัน คือ

5.1 ท่อผิวเรียบ (Bare tube) เป็นท่อที่มีลักษณะพื้นผิวเรียบทั้งด้านนอกและด้านใน ใช้สำหรับส่งผ่านของไหล (น้ำมันดิบ) ซึ่งมีพื้นผิวที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าท่อประเภทอื่น ซึ่งการเลือกชนิดของวัสดุที่จะนำมาใช้นั้นต้องพิจารณาให้เหมาะสมต่ออุณหภูมิใช้งานและคุณสมบัติของของไหลในท่อแต่ละชนิดด้วย



ภาพที่ 2-11 ตัวอย่างท่อผิวเรียบ Convection coil บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

5.2 ท่อโลหะแบบท่อครีป (Finned tube) เป็นท่อที่มีลักษณะผิวด้านนอกมีครีปโลหะ เพื่อใช้ในการเพิ่มพื้นที่ผิวในการรับความร้อนให้มากขึ้น ท่อลักษณะนี้ปัจจุบันนิยมนำมาใช้มากขึ้น เพราะมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด เนื่องจากมีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าแบบท่อเกลี้ยง แต่มีข้อจำกัดในเรื่องของการเลือกใช้ชนิดเชื้อเพลิงที่ต้องเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาดเนื่องจากมีโอกาสในการอุดตันได้ง่ายและมีความยุ่งยากต่อการทำความสะอาดครีปเพื่อให้คงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นการเลือกใช้วัสดุประเภทครีปต้องศึกษาชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้เป็นสำคัญ



ภาพที่ 2-12 ตัวอย่างท่อครีปโลหะ Finned tube บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

5.3 ท่อโลหะแบบท่อแท่งโลหะ (Stud tube) เป็นท่อที่มีลักษณะผิวด้านนอกมีแท่งโลหะเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวรับความร้อน ปัจจุบันมักไม่นิยมใช้เนื่องจากมีน้ำหนักมาก เมื่อเทียบกับพื้นที่ผิว การรับความร้อนที่เท่ากันกับแบบท่อครีป แต่มีข้อดีสำหรับการออกแบบเพื่อใช้รับความร้อนกับเชื้อเพลิงที่มีความสกปรกมาก เพราะสามารถขจัดสิ่งสกปรกได้ง่ายกว่าท่อแบบครีป



ภาพที่ 2-13 ตัวอย่างท่อแท่งโลหะ Studded tube บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

5.4 ท่อโลหะแบบท่อครีบบนเหลี่ยม (Serrated tube) เป็นท่อที่มีลักษณะผิวด้านนอกมีครีบลักษณะฟันเลื่อยในการเพิ่มพื้นที่ผิวในการรับความร้อนให้มากขึ้น ท่อลักษณะนี้ปัจจุบันมักไม่ค่อยนิยมใช้ เพราะมีพื้นที่ในการรับน้อยกว่าเมื่อเทียบกับแบบท่อครีบบนเรียบ (Smooth finned)

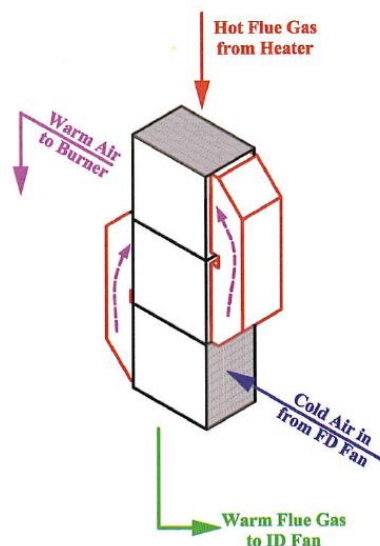


ภาพที่ 2-14 ตัวอย่างท่อครีบบนเหลี่ยม Serrated tube (Newnham, 2013)

6. อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater: APH)

อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater) นั้นถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์ทางความร้อนที่ใช้สำหรับการอนุรักษ์พลังงาน ที่มีลักษณะการทำงานคล้ายกันกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ทั่วไป แต่ส่วนมากจะมีลักษณะการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียร้อนกับอากาศที่จะใช้เพื่อการเผาไหม้ ซึ่งสำหรับเตาถลุงน้ำมันนั้น อุปกรณ์อุ่นอากาศนี้ ถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์ที่ต้องติดตั้งเพื่อใช้งานร่วมกับเตาถลุงน้ำมันเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุด โดยอุปกรณ์อุ่นอากาศนี้ทำหน้าที่ในการลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียในต่ำลง ในขณะที่จะทำให้อากาศที่ถูกใช้ใน

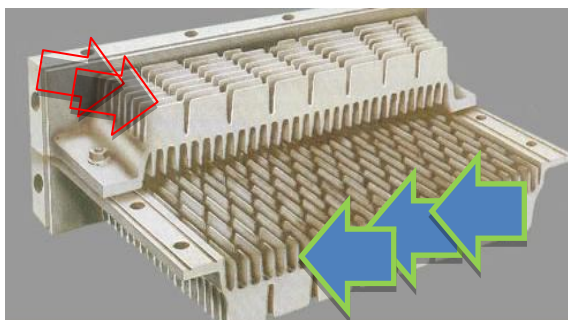
การเผาไหม้ในเตากลั่นน้ำมันมีอุณหภูมิสูงขึ้น ทั้งนี้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศจะมีการสูญเสียประสิทธิภาพด้วยเช่นกัน



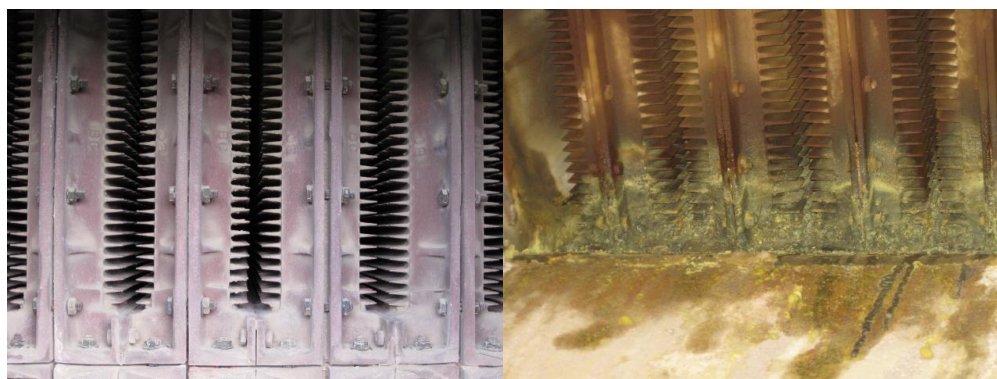
ภาพที่ 2-15 ตัวอย่างอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Newnham, 2013)

จากภาพที่ 2-15 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่ใช้ในกลุ่มอุตสาหกรรมปิโตรเคมี โดยทั่วไปจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียที่ออกจาก Convection bank กับอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่หัวเผาไหม้ โดยมีลักษณะการไหลแบบสวนทางกัน (Cross-flow) ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น และก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิต่ำลง เป็นการออกแบบเพื่อการลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ด้วยอีกวิธีการหนึ่ง

ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้นต้องคำนึงถึงอุณหภูมิก๊าซไอเสียเป็นสำคัญ อันเนื่องมาจากการเกิดการกัดกร่อนของก๊าซไอเสียที่ควบแน่นกลายเป็นกรดซัลฟิวริกแอซิด (Sulflurid acid, H_2SO_4) ซึ่งจะทำให้เกิดการกัดกร่อนที่รุนแรงต่อวัสดุของอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยจากภาพที่ 2-16 แสดงให้เห็นถึงโครงสร้างภายในของวัสดุประเภทคริปโลหะที่แสดงช่องว่างสำหรับการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสีย ซึ่งไหลสวนทางกัน และภาพที่ 2-17 แสดงภาพตัวอย่าง แสดงการกัดกร่อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศบริเวณจุดที่มีการควบแน่นของก๊าซไอเสีย



ภาพที่ 2-16 ตัวอย่างโครงสร้างภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ



ก. สายเย็น (อากาศ)

ข. สายร้อน (ก๊าซไอเสีย)

ภาพที่ 2-17 ตัวอย่างจริงภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

7. พัดลมเป่าอากาศ (Forced draft fan: FDF)

อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งต่อการสร้างแหล่งพลังงานความร้อนจากกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งอากาศที่ถูกใช้อย่างเพียงพอและรวดเร็วสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ (Stoichiometric combustion) ในห้องเผาไหม้หลักนั้นมีความจำเป็นต้องอาศัยพัดลมเป่าอากาศที่มีอัตราการป้อนอากาศที่เพียงพอต่อกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิง โดยพัดลมเป่าอากาศนี้มีหน้าที่ในการอัดอากาศให้มีแรงดันเพียงพอที่จะส่งผ่านอากาศให้ไหลผ่านอุปกรณ์ทางความร้อนต่าง ๆ เช่น ท่อทางเดินอากาศ (Air ducting) อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air preheater) จนกระทั่งป้อนอากาศให้เข้าสู่หัวเผาไหม้ (Burner) ได้อย่างเพียงพอในการเผาไหม้ ซึ่งส่วนมากในปัจจุบันพัดลมเป่าอากาศนี้จะถูกขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพและกำลังไฟฟ้าที่มีขนาดแตกต่างกันไป ภาพที่ 2-18 จะแสดงให้เห็นลักษณะของพัดลมเป่าอากาศที่ใช้สำหรับเตาถลุงน้ำมัน โดยทั่วไป



ภาพที่ 2-18 ตัวอย่างพัดลมเป่าอากาศ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

8. พัดลมดูดก๊าซไอเสีย (Induce draft fan: IDF)

เมื่อเกิดการเผาไหม้ที่รวดเร็วเกิดขึ้นในห้องเผาไหม้หลัก (Radiant section) จะทำให้เกิดผลผลิตของการเผาไหม้ขึ้น (Combustion product) หรือเรียกกันโดยทั่วไปว่า “ก๊าซไอเสีย” ขึ้นในห้องเผาไหม้โดยการเผาไหม้ที่รวดเร็วนี้ย่อมก่อให้เกิดก๊าซไอเสียในปริมาณที่รวดเร็วเช่นเดียวกัน ดังนั้นการควบคุมแรงดันห้องเผาไหม้ให้มีแรงดันต่ำกว่าแรงดันบรรยากาศเล็กน้อยนั้น เป็นสิ่งที่ต้องควบคุมเพื่อให้เกิดความปลอดภัยต่อผู้ปฏิบัติงาน อันเนื่องมาจากห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูง หากแรงดันที่อยู่ในห้องเผาไหม้สูงกว่าแรงดันบรรยากาศ จะส่งผลให้เกิดก๊าซไอเสียอุณหภูมิสูงไหลผ่านตามช่องว่างตามโครงสร้างเตาถลุง ซึ่งจะทำให้เกิดอันตรายต่อวัสดุ และผู้ปฏิบัติงานในบริเวณที่เกิดการรั่วไหลได้

ด้วยเหตุนี้ พัดลมดูดก๊าซไอเสียจึงมีความสำคัญที่จะช่วยในการดูดก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้ ให้ไหลผ่านอุปกรณ์ที่ออกแบบมาเพื่อดูดก๊าซไอเสีย อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน อุปกรณ์อุ่นอากาศ แล้วจึงอัดก๊าซไอเสียผ่านอุปกรณ์ควบคุมการไหลของก๊าซไอเสีย ก่อนจะถูกส่งผ่านไปยังปล่องระบายไอเสียในลำดับต่อไป ทั้งนี้พัดลมดูดก๊าซไอเสียนั้นจะถูกออกแบบให้สามารถรองรับก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงราว 200-300°C ได้ โดยที่พัดลมดูดก๊าซไอเสียจะอาศัยมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นอุปกรณ์ขับเคลื่อนพัดลม เช่นเดียวกับพัดลมเป่าอากาศ (Force draft fan) จากภาพที่ 2-19 แสดงถึงภาพตัวอย่างแสดงลักษณะของพัดลมดูดก๊าซไอเสีย และอุปกรณ์ควบคุมการไหลของก๊าซไอเสีย



ภาพที่ 2-19 ตัวอย่างพัดลมดูดก๊าซไอเสีย บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

9. ปล่องระบายไอเสีย (Stack)

ในกระบวนการเผาไหม้นั้นส่งผลกระทบต่อสภาวะแวดล้อมอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ ด้วยเหตุผลของการก่อให้เกิดมลภาวะนี้จึงมีความจำเป็นที่จะต้องพิจารณาถึงวิธีการระบายก๊าซไอเสียออกสู่ชั้นบรรยากาศด้วย ซึ่งทราบกันดีว่าก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอากาศในชั้นบรรยากาศ จะถูกดูดออกจากห้องเผาไหม้และไหลผ่านพัดลมดูดก๊าซไอเสียก่อนถูกระบายออกสู่ปล่องระบายไอเสียในชั้นสุดท้าย ปล่องระบายไอเสียนี้จึงถือได้ว่าเป็นส่วนสำคัญสำหรับใช้เป็นทางออกสำหรับการระบายก๊าซไอเสีย ทั้งนี้ปล่องระบายไอเสียนั้นจะมีระดับความสูงที่ถูกต้องแบบให้เหมาะสมต่ออัตราการระบายก๊าซไอเสีย รวมถึงต้องพิจารณาถึงข้อกำหนดของการฟุ้งกระจาย (Dispersion) และความเร็วของกระแสลมที่ปลายปล่องด้วย จากภาพที่ 2-20 แสดงตัวอย่างปล่องระบายไอเสียที่มีความสูง 140 เมตร ของ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

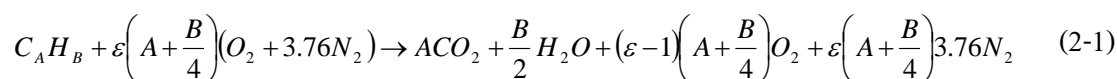


ภาพที่ 2-20 ตัวอย่างปล่องระบายไอเสีย (Stack) บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

การเผาไหม้ (Combustion)

การเผาไหม้ คือ การเกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่างเชื้อเพลิง (Fuel) และออกซิไดเซอร์ (Oxidizer) (Charles & Baukal, 2013) ซึ่งปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นจากการออกซิเดชันระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิเจนนั้น จะทำให้เกิดปฏิกิริยาคายความร้อน (Exothermic reaction) จากการเปลี่ยนแปลงโครงสร้างทางเคมีของเชื้อเพลิงโดยจะปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา ซึ่งภายใต้การเปลี่ยนแปลงโครงสร้างทางเคมีภายหลังการเกิดออกซิเดชันนั้น จะเปลี่ยนรูปทางเคมีเป็นผลิตภัณฑ์ของการเผาไหม้ (Product of combustion: POC) หรือที่เรียกว่า “ก๊าซไอเสีย” “Flue gas” นั่นเอง

จากตัวอย่างการสมดุลทางเคมีของไฮโดรคาร์บอน พบว่าเป็นการสมดุลปฏิกิริยาเคมีที่เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ (Stoichiometric combustion) ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้



เมื่อ

A คือ จำนวนมวลโมเลกุลเฉลี่ยของธาตุคาร์บอนในเชื้อเพลิง (โมล)

B คือ จำนวนมวลโมเลกุลเฉลี่ยของธาตุไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง (โมล)

AF คือ สัดส่วนอากาศส่วนเกินที่ต้องการในการเผาไหม้เชื้อเพลิง (-)

เนื่องจากการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วในห้องเผาไหม้นั้น มีความจำเป็นต้องมีการควบคุมปริมาณอากาศส่วนเกิน (Excess air) เพื่อให้การเผาไหม้นั้นเกิดปฏิกิริยาอย่างสมบูรณ์ตลอดเวลา โดยทั่วไปการควบคุมปริมาณอากาศส่วนเกินนั้นจะสอดคล้องกับชนิดของเชื้อเพลิง และประเภทของหัวเผาไหม้ หรือกล่าวได้ว่าจะควบคุมอากาศส่วนเกินอยู่ที่ 15-30% ของปริมาณอากาศที่เผาไหม้สมบูรณ์ (API-560 Standard) ซึ่งการพิจารณาคำนวณปริมาณอากาศส่วนเกินสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังสมการที่ 2-2 และสมการที่ 2-3

$$AF = \frac{\% \text{ Excess Air}}{100} + 1 \quad (2-2)$$

หรือ

$$AF = \left(\frac{21}{21 - \% O_2} \right) \quad (2-3)$$

จากสมการที่ 2-1-สมการที่ 2-2 สามารถใช้ในการคำนวณหาสัดส่วนมวลของก๊าซไอเสียที่เกิดจากกระบวนการเผาไหม้ได้ ซึ่งจะทำให้สามารถนำไปสู่การสมดุลมวลเพื่อการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนได้ ซึ่งมวลของการเกิดการเผาไหม้ในเตากลั่นน้ำมันดิบนี้ จะถูกนำมาใช้เพื่อการพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อน และปริมาณความร้อนที่จะถูกนำกลับมาใช้ใหม่ รวมถึงการพิจารณาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนในครั้งนี้

การกัดกร่อนที่เกิดจากการเผาไหม้ (Acid dew point corrosion)

ในระบบการเผาไหม้ที่มีส่วนประกอบของสารประกอบกำมะถันที่ปะปนในเชื้อเพลิงที่ใช้สำหรับการเผาไหม้เพื่อให้เกิดพลังงานความร้อนนั้น พบว่า มีข้อจำกัดในเรื่องของการควบแน่นของก๊าซซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO₃) กับไอน้ำที่อยู่ในก๊าซไอเสียภายหลังจากการเผาไหม้ ซึ่งเมื่อก๊าซดังกล่าวมีอุณหภูมิลดต่ำลง จะทำให้เกิดการรวมตัวกันและควบแน่นกลายเป็นกรดที่มีฤทธิ์การกัดกร่อนรุนแรงต่ออุปกรณ์ที่เป็นโลหะ สมการสมดุลทางเคมีดังสมการที่ 2-4



ในขณะที่ SO₃ จะมีโอกาสที่จะเปลี่ยนโครงสร้างทางเคมีจาก SO₂ ซึ่งโดยทั่วไปจะมีโอกาสเปลี่ยนรูปโครงสร้างทางเคมีได้ที่ 3-5% หรือสามารถหาความสัมพันธ์กับค่า Equilibrium constant factor: *KP* ดังสมการที่ 2-5 และสมการที่ 2-6

$$KP = \exp \left[\left(\frac{12.12}{T} \right) \times (1 - 0.942T) + (0.0702T^2) - (0.0108T \times \ln(1000 \times T)) - \left(\frac{0.0031}{T} \right) \right] \quad (2-5)$$

$$pSO_3 = KP \times pSO_2 \times pO_2^{0.5} \quad (2-6)$$

เมื่อ

KP คือ ค่าคงที่สมบรูณ์ ณ อุณหภูมิสมบรูณ์ (-)

T คือ อุณหภูมิสมบรูณ์ ณ จุด 1000 องศาเคลวิน (K)

pSO_3 คือ สัดส่วนแรงดันของ SO_3 (บรรยากาศ ATM)

pSO_2 คือ สัดส่วนแรงดันของ SO_2 (บรรยากาศ ATM)

pO_2 คือ สัดส่วนแรงดันของ O_2 (บรรยากาศ ATM)

จากความสัมพันธ์ของปฏิกริยาเคมีดังกล่าว Verhoff F. H. and Banchero J. T. method และ A. G. Okkes's method ได้กล่าวถึงทฤษฎีความสัมพันธ์ในการคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO_3) ดังสมการที่ (2-7) และสมการที่ (2-8) ตามลำดับ

$$T_{dw} = \frac{1000}{(2.276 - 0.02943 \ln pH_2O - 0.0858 \ln pSO_3 + 0.0062 \ln pH_2O \times \ln pSO_3) - 273.15} \quad (2-7)$$

เมื่อ

T_{dw} คือ อุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ ($^{\circ}C$)

pH_2O คือ สัดส่วนแรงดันของ H_2O (mmHg)

pSO_3 คือ สัดส่วนแรงดันของ SO_3 (mmHg)

หรืออีกวิธีการหนึ่งโดยอาศัยทฤษฎีของ A. G. Okkes กล่าวว่า

$$T_{dw} = 203.25 + 27.6 \log_{10} pH_2O + 10.83 \log_{10} pSO_3 + 1.06(\log_{10} pSO_3 + 8)^{2.19} \quad (2-8)$$

เมื่อ

T_{dw} คือ อุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ ($^{\circ}C$)

pH_2O คือ สัดส่วนแรงดันของ H_2O (ATM)

pSO_3 คือ สัดส่วนแรงดันของ SO_3 (ATM)

ดังนั้นจากสมการอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่จะเกิดขึ้นดังกล่าวจะส่งผลให้เกิดการรวมตัวกันของไอน้ำที่เกิดจากการเผาไหม้กับก๊าซซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO_3) แล้วเกิดการควบแน่นขึ้นส่งผลให้เกิดการกัดกร่อนที่รุนแรงต่อโลหะต่าง ๆ ที่ก๊าซไอเสียไหลผ่าน ซึ่งในการออกแบบวิจัยในครั้งนี้

มีความจำเป็นต้องพิจารณาถึงข้อจำกัดดังกล่าวเป็นสำคัญ โดย International standard ISO 13705, (2012) ได้กล่าวถึงค่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่แนะนำสำหรับการควบคุมอุณหภูมิก๊าซไอเสียต่ำที่สุดที่ยอมรับได้นั้นจะต้องอยู่สูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างอยู่ราว 8-14°C ซึ่งค่าที่ใช้ในการการออกแบบในครั้งนี้พิจารณาที่ 20°C เพื่อความปลอดภัยสำหรับอุปกรณ์ที่ใช้งานปัจจุบัน

การสมดุลมวล (Mass balance)

เมื่อกล่าวถึงการวิเคราะห์ระบบเปิดที่มีการถ่ายโอนพลังงานและมวลผ่านขอบเขตของระบบใด ๆ นั้น พบว่าระบบที่ใช้เพื่อการศึกษาวิจัยนี้จะเป็นกระบวนการที่มีการไหลแบบคงตัว (สมชาย อัครทิวา, 2542) ซึ่งหมายถึง เป็นระบบที่มีอุปกรณ์ที่มีลักษณะคล้ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีปริมาตรภายในระบบคงที่ มวลภายในระบบคงที่ และพลังงานภายในระบบคงที่ ซึ่งคุณสมบัติทุกอย่างที่อยู่ภายในขอบเขตของระบบไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังนั้นตามกฎของการอนุรักษ์พลังงานนั้นสามารถนำทฤษฎีมาใช้ในการวิเคราะห์ระบบ กฎการอนุรักษ์เชิงมวลสำหรับระบบเปิด ดังสมการที่ 2-9

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (2-9)$$

เมื่อ

\dot{m}_i คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารขาเข้า (kgs)

\dot{m}_e คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารขาออก (kgs)

เมื่อพิจารณาระบบเตากลั่นน้ำมันดิบ มวลของระบบจะมีความสมดุลกันตลอดเวลา โดยที่มวลขาเข้าที่ไหลสู่ระบบ จะต้องเท่ากับมวลรวมขาออกจากระบบ ซึ่งมวลรวมของระบบภายหลังการเกิดการเผาไหม้ขึ้นนั้นจะต้องไม่เปลี่ยนแปลง ไม่ถูกทำลาย หรือสูญสลายไปจากระบบ ซึ่งสามารถกล่าวเป็นความสัมพันธ์ได้ว่า

มวลของไหลขาเข้า = มวลของไหลขาออก

การสมดุลมวลในเตากลั่นน้ำมันดิบ พบว่าการไหลเชิงมวลของกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจากห้องเผาไหม้นั้นประกอบไปด้วยเชื้อเพลิง อากาศ รวมถึงไอน้ำที่ใช้เพื่อช่วยในการเผาไหม้น้ำมันเตา ซึ่งการสมดุลมวลของระบบการเผาไหม้ในเตากลั่นน้ำมันดิบนั้น สามารถเขียนเป็นความสัมพันธ์ของระบบได้ดังสมการที่ 2-10

$$\dot{m}_{flue} = \dot{m}_g + \dot{m}_{air} + \dot{m}_{oil} + \dot{m}_{st} \quad (2-10)$$

เมื่อ

\dot{m}_{flue} คือ มวลของก๊าซไอเสียจากห้องเผาไหม้ (kgs)

\dot{m}_g คือ มวลของก๊าซเชื้อเพลิงที่เข้าห้องเผาไหม้ (kgs)

\dot{m}_{air} คือ มวลของอากาศที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ (kgs)

\dot{m}_{oil} คือ มวลของน้ำมันเตาที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ (kgs)

\dot{m}_{st} คือ มวลของไอน้ำที่ช่วยในการเผาไหม้น้ำมันเตา (kgs)

การสมดุลพลังงานความร้อน (Energy balance)

จากความสัมพันธ์ของการสมดุลความร้อน (Thermal equilibrium) ระหว่างวัตถุสองชนิดที่มีอุณหภูมิที่แตกต่างกัน โดยมีวัตถุชิ้นหนึ่งมีอุณหภูมิสูง และอีกวัตถุหนึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า เมื่อวัตถุสองชนิดนี้มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างกัน โดยมีอุณหภูมิเท่ากันและไม่มีการถ่ายเทความร้อนต่อกันแล้ว สามารถกล่าวได้ว่าวัตถุทั้งสองเกิดสถานะสมดุลทางความร้อนระหว่างกัน แม้ว่าวัตถุสองชนิดจะไม่เกิดการสัมผัสกัน (Yunus & Micheal, 2011) จากทฤษฎีดังกล่าวจะสามารถนำมาใช้ในกระบวนการตรวจวัดอุณหภูมิของวัตถุที่มีการถ่ายเทความร้อนซึ่งกันและกันแล้วเกิดสถานะสมดุลทางความร้อน

กล่าวอีกนัยหนึ่งเมื่อพิจารณาในระบบในรูปของการอนุรักษ์พลังงานหรือการสมดุลพลังงาน (Yunus & Michael, 2011) ซึ่งกล่าวถึงกระบวนการไหลในแบบคงตัว (Steady-flow devices) โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงห้องเผาไหม้ของเตาถลุงน้ำมันดิบ จะสามารถพิจารณาให้มีอัตราการถ่ายโอนพลังงานความร้อนของระบบ จากกระบวนการไหลแบบคงตัวของระบบเปิด และเมื่อพลังงานในระบบมีค่าคงตัวนั้นการวิเคราะห์สมการอนุรักษ์พลังงาน เป็นไปตามกฎการอนุรักษ์พลังงานสำหรับระบบเปิดที่มีการไหลคงตัว ดังสมการที่ 2-11

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = dE_{system} / dt \quad (2-11)$$

เมื่อ

\dot{E}_{in} คือ อัตราการถ่ายโอนพลังงานสุทธิของสารขาเข้า (kW)

\dot{E}_{out} คือ อัตราการถ่ายโอนพลังงานสุทธิของสารขาออก (kW)

E_{system} คือ พลังงานสุทธิของระบบ (kW)

dt คือ ค่าสัดส่วนเวลามีค่าคงที่ ซึ่งทำให้เท่ากับ 0 (-)

การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer)

การถ่ายเทความร้อนถือเป็นปัจจัยขั้นต้นที่ถูกนำมาใช้ในทฤษฎีสำหรับการวิเคราะห์ในกระบวนการถ่ายเทความร้อนของระบบเตาอุตสาหกรรม อันเนื่องมาจากเตาอุตสาหกรรมเป็น

อุปกรณ์ที่อาศัยความรู้พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนภายใต้ระบบเปิด โดยการถ่ายเทความร้อนในของเตาอุตสาหกรรมประกอบด้วยหลักการของพื้นฐานการถ่ายเทความร้อนทั้งสามประการ คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน โดยการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดเกิดขึ้นในแต่ละส่วนของอุปกรณ์แต่ละชุดที่ทำหน้าที่แตกต่างกัน ในขณะที่เดียวกันการจำแนกชื่ออุปกรณ์ต่าง ๆ ของเตาอุตสาหกรรมนั้นจะถูกเรียกตามลักษณะของการถ่ายเทความร้อนอีกด้วย ซึ่งจะขอกล่าวให้ทราบในลำดับถัดไป

กลไกของการถ่ายเทพลังงาน (Mechanisms of energy transfer)

การถ่ายเทความร้อนในกระบวนการของเตาอุตสาหกรรมเป็นการเปลี่ยนรูปพลังงานที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงซึ่งเกิดขึ้นจากปฏิกิริยาเคมีของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน กับ อ็อกซิเจน ทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปของพลังงานการเป็นความร้อน รวมทั้ง โครงสร้างทางเคมีของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนก็เกิดการเปลี่ยนรูปไปด้วย โดยเมื่อเกิดพลังงานความร้อนขึ้นในส่วนของห้องเผาไหม้แล้วนั้นจะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนและนำเอาพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นนั้นไปใช้งาน ซึ่งพลังงานความร้อนนี้เองที่ต้องอาศัยกลไกของการเปลี่ยนรูปพลังงานที่เกิดขึ้นจากความร้อนเข้าสู่การนำไปใช้งาน โดยทฤษฎีที่ใช้เพื่อนำพลังงานความร้อนที่ได้นั้นไปใช้งาน จะเกิดขึ้นทั้งหมด 3 กลไกภายใต้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนดังต่อไปนี้ คือ

1. การนำความร้อน (Conductive heat transfer) คือ การถ่ายเทความร้อนของสสารที่มีตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนผ่านทาง โมเลกุลของสสารที่มีการสัมผัสกันเชิงโมเลกุล ซึ่งสถานะของสสารซึ่งสามารถเป็นไปได้ทั้งของแข็ง ของเหลว หรือก๊าซ โดยที่เตากลั่นน้ำมันสำหรับโรงกลั่นน้ำมัน และปิโตรเคมี จะมีการใช้งานอุปกรณ์ประเภทนี้อยู่เป็นจำนวนมาก โดยอาศัยหลักการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการนำความร้อนนี้ด้วย โดยอาศัยทฤษฎีของ Fourier's law ดังในสมการการนำความร้อนจากสมการที่ 2-12

$$\dot{Q}_{cond} = k_t \cdot A \cdot \frac{dT}{dX} \quad (10) \quad (2-12)$$

เมื่อ

\dot{Q}_{cond} คือ อัตราความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อน (W)

k_t คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ (W/m·K)

A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยการนำ (m²)

dT คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของวัสดุ (K)

dX คือ ความหนาของวัสดุ (m)

2. การพาความร้อน (Convective heat transfer) เป็นการถ่ายเทความร้อนรูปแบบที่สอง ที่เกิดขึ้นในเตากลั่นน้ำมัน (Yunus & Michael, 2011) ได้กล่าวว่าการพาความร้อนเกิดจากการถ่ายเทพลังงานระหว่างผิวโลหะที่เป็นของแข็งกับสสารที่เป็นของเหลวหรือก๊าซ ที่มีการเคลื่อนที่และได้มีการสัมผัสกัน ซึ่งยังกล่าวต่ออีกว่า การพาความร้อนนี้ยังคงมีปัจจัยร่วมที่เกิดขึ้นระหว่างกันของการนำความร้อน (Conduction) และ การเคลื่อนที่ของของไหล (Fluid motion) ซึ่งการเคลื่อนที่ที่เร็วขึ้นจะส่งผลให้การพาความร้อนดีขึ้นตามไปด้วย ด้วยปัจจัยของรูปแบบการพาความร้อนนี้จึงมีส่วนเกี่ยวข้องต่อการดำเนินการวิจัยภายใต้ทฤษฎีของ Newton's law of cooling ดังสมการที่ 2-13

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_f) \quad (2-13)$$

เมื่อ

\dot{Q}_{conv} คือ อัตราความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อน (W)

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของวัตถุ ($W/m^2 \cdot K$)

A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยการพา (m^2)

T_s คือ อุณหภูมิพื้นผิวของวัตถุ (K)

T_f คือ อุณหภูมิของไหลรอบตัววัตถุ (K)

3. การแผ่รังสีความร้อน (Radiative heat transfer) เป็นที่ทราบกันดีว่าการแผ่รังสีความร้อนเป็นรูปแบบหนึ่งของการส่งผ่านพลังงานความร้อนที่ไม่จำเป็นต้องอาศัยตัวกลางในการถ่ายเทพลังงาน ซึ่ง (Yunus & Michael, 2011) กล่าวได้อีกนัยหนึ่งว่าการแผ่รังสีความร้อนเป็นการปล่อยพลังงานในรูปของคลื่นสนามแม่เหล็กความร้อน (Electromagnetic wave) หรือ โพรตรอน เช่นเดียวกับกับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ในรูปของอะตอมหรือโมเลกุลนั่นเอง โดยในส่วนของเตากลั่นน้ำมันดิบ อาศัยการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจากสารประกอบไฮโดรคาร์บอน และปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมาจากจุดกำเนิดการเกิดปฏิกิริยา ซึ่งการลุกไหม้เปรียบเสมือนกองไฟที่มีพลังงานความร้อนของกลุ่มก๊าซที่พร้อมจะถ่ายเทพลังงานความร้อนนี้ออกไปในรูปของการแผ่รังสีความร้อนในบริเวณห้องเผาไหม้ ไปสู่ท่อส่งน้ำมันที่ติดตั้งในบริเวณห้องเผาไหม้ ซึ่งอาศัยการถ่ายเทความร้อนด้วยการแผ่รังสีความร้อนภายในห้องเผาไหม้ จึงพิจารณาหลักการและทฤษฎีของ Stefan-boltzmann มาใช้ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในเตาอุตสาหกรรมดังสมการที่ 2-14

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_{surr}^4) \quad (2-14)$$

เมื่อ

\dot{Q}_{rad} คือ อัตราความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีความร้อน (W)

ε คือ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของวัตถุเทียบกับวัตถุดำ (-)

σ คือ ค่าคงที่ Stefan-boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยการแผ่รังสี (m^2)

T_s คือ อุณหภูมิพื้นผิวของวัตถุ (K)

T_{sur} คือ อุณหภูมิผิววัตถุที่อยู่ล้อมรอบตัววัตถุ (K)

จะเห็นได้ว่า \dot{Q} เป็นฟังก์ชันของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งระบบภายในเตากลั่นน้ำมัน ซึ่งจำเป็นที่ต้องใช้เพื่อการคำนวณและวิเคราะห์ของระบบการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดภายใต้ขอบเขตของการวิจัยในครั้งนี้ โดยการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ จำเป็นต้องอาศัยทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนมาใช้ออกแบบพื้นที่การถ่ายเทความร้อนในส่วนต่าง ๆ เพื่อให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้จะอาศัยข้อมูลการออกแบบของอุปกรณ์ที่ใช้งานอยู่เดิมมาใช้ในการคำนวณเปรียบเทียบปริมาณความร้อนที่สามารถแลกเปลี่ยนได้ และเปรียบเทียบกับอัตราการใช้พลังงานที่เกิดขึ้นภายหลังการออกแบบ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ทางความร้อนสำหรับเตากลั่นน้ำมันดิบ ซึ่งในส่วนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น อาศัยหลักการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดังสมการที่ 2-15 และสมการที่ 2-16

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_o \cdot h_o} \quad (2-15)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{A_i \cdot h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \quad (2-16)$$

เมื่อ

U_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมภายในท่อ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

U_o คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมภายนอกท่อ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

h_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารภายในท่อ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

h_o คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารภายนอกท่อ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

A_i คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านในท่อโลหะ (m^2)

A_o คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านนอกท่อโลหะ (m^2)

r_i คือ รัศมีภายในของท่อโลหะ (m)

r_o คือ รัศมีภายนอกของท่อโลหะ (m)

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อโลหะ ($W/m^2 \cdot K$)

L คือ ความยาวของท่อโลหะ (m)

อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนสำหรับเตากลั่นน้ำมันดิบนั้น จะมีลักษณะการถ่ายเทความร้อนคล้ายกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่ว ๆ ไปที่จำเป็นต้องพิจารณาคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทั้งภายใน ภายนอกท่อ ตลอดจนคุณสมบัติทางด้าน โลหะของวัสดุที่เลือกใช้ ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญที่ต้องพิจารณาและใช้สำหรับการออกแบบงานวิจัยในครั้งนี้

การถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (LMTD)

การถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลแบบสวนทาง (Cross-flow) หรือการไหลแบบขนาน (Parallel flow) นั้น ต้องอาศัยการใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (Logarithm means temperature different) มาใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเตากลั่นน้ำมันก็เช่นเดียวกัน การคำนวณหาการอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นสามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ประเภทที่มีการไหลสวนทางกัน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2-17

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot f \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2-17)$$

เมื่อ

\dot{Q} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อ ($W/m^2 \cdot K$)

A คือ พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)

f คือ สัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ (-)

ΔT_{LMTD} คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกของสาร (K)

โดยเมื่อพิจารณาจากสมการการถ่ายเทความร้อนนี้จะพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีของไหลสวนทางกันคล้ายกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป ดังนั้นการหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกจะมีการพิจารณาดังสมการที่ 2-18

$$\Delta T_{LMTD-crossflow} = \left(\frac{(T_{hot-in} - T_{cold-out}) - (T_{hot-out} - T_{cold-in})}{\ln \frac{(T_{hot-in} - T_{cold-out})}{(T_{hot-out} - T_{cold-in})}} \right) \quad (2-18)$$

เมื่อ

$\Delta T_{LMTD-crossflow}$ คือ ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (K)

T_{hot-in} คือ อุณหภูมิสารสายนเข้าอุปรกรณ์ (K)

$T_{cold-out}$ คือ อุณหภูมิสารสายนเข้าอุปรกรณ์ (K)

$T_{hot-out}$ คือ อุณหภูมิสารสายนออกอุปรกรณ์ (K)

$T_{cold-in}$ คือ อุณหภูมิสารสายนออกอุปรกรณ์ (K)

การคำนวณประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมัน (Thermal efficiency for fired heater)

การพิจารณาประสิทธิภาพของอุปรกรณ์ทางความร้อน เตากลั่นน้ำมันก็จำเป็นต้องมีการพิจารณาถึงประสิทธิภาพทางความร้อนด้วยเช่นกัน จากเอกสารประกอบการเรียนการสอนของบริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) ได้กล่าวว่า ประสิทธิภาพทางความร้อนของเตากลั่น จะมีความสัมพันธ์ โดยตรงต่อปริมาณอากาศส่วนเกินสำหรับการเผาไหม้ และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกสู่บรรยากาศ ซึ่งแสดงให้เห็นดังสมการที่ 2-19

$$\eta = 100 - Wall_{loss} - 0.0375 \times \left(\frac{21}{21 - \%excessO_2} \right) \times (T_{stack} - T_{ambient}) \quad (2-19)$$

เมื่อ

η คือ ประสิทธิภาพทางความร้อนของเตากลั่นน้ำมัน (%)

$Wall_{loss}$ คือ ค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตากลั่น ๑ (%)

$\%excessO_2$ คือ ค่าปริมาณอากาศส่วนเกินที่ปล่อยไอเสีย (%vol-dry)

T_{stack} คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยไอเสีย (°C)

$T_{ambient}$ คือ อุณหภูมิบรรยากาศ (°C)

จากสมการที่ 2-19 นั้นจะพบว่าค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตากลั่นน้ำมันสำหรับเตาสร้างใหม่นั้นจะถูกพิจารณาให้มีค่าความร้อนสูญเสียที่ราว 2-3% (International standard ISO 13705, 2012) ซึ่งถูกกำหนดให้เป็นค่าสูญเสียผ่านผนังเตากลั่นน้ำมันต่อก๊าซไอเสีย อุปรกรณ์อุณหอากาศ ตลอดจนถึงชิ้นส่วนต่าง ๆ ทางโครงสร้างของเตาทั้งหมด ซึ่งได้จากการประเมินสภาพ

ความสูญเสียที่เป็นจริง ที่ได้จากการคำนวณจากผลของอุณหภูมิเฉลี่ยผนังเตากลั่นน้ำมันดิบ ด้วยกล้องถ่ายภาพความร้อน (Infrared thermography) เนื่องจากเตากลั่นนี้เป็นเตาที่มีอายุการใช้งานนานกว่า 10 ปี เพื่อให้ผลการประเมินการสูญเสียผ่านผนังเตามีค่าที่สอดคล้องกับความเป็นจริง โดยในงานวิจัยครั้งนี้จะกำหนดให้มีค่าคงที่ตามสภาพการสูญเสียที่เกิดขึ้นจริง

นอกจากการหาประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมัน ซึ่งตามมาตรฐาน ISO 13705 ได้พิจารณาการคำนวณประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมันดิบ ซึ่งมีแนวทางคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมันอีกสองแนวทางดังแสดงในสมการที่ 2-20 และสมการที่ 2-21

Net thermal efficiency

$$e = \frac{(h_L + \Delta h_a + \Delta h_f + \Delta h_m) - (h_r + h_s)}{(h_L + \Delta h_a + \Delta h_f + \Delta h_m)} \times 100 \quad (2-20)$$

Fuel Efficiency

$$e_f = \frac{(h_L + \Delta h_a + \Delta h_f + \Delta h_m) - (h_r + h_s)}{h_L} \times 100 \quad (2-21)$$

เมื่อ

e คือ ประสิทธิภาพทางความร้อนสุทธิของเตากลั่นน้ำมันดิบ (%)

e_f คือ ประสิทธิภาพทางเชื้อเพลิงของเตากลั่นน้ำมันดิบ (%)

h_L คือ ค่าพลังงานความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงสู่เตากลั่น \forall (kJ/kg)

Δh_a คือ ค่าพลังงานความร้อนอากาศป้อนสู่เตากลั่น \forall (kJ/kg)

Δh_f คือ ค่าพลังงานความร้อนน้ำมันเตาสู่เตากลั่น (kJ/kg)

Δh_m คือ ค่าพลังงานความร้อนไอน้ำสำหรับน้ำมันเตาสู่เตากลั่น \forall , (kJ/kg)

Δh_r คือ ค่าพลังงานความร้อนสูญเสียผ่านผนังของเตากลั่น \forall , (kJ/kg)

Δh_s คือ ค่าพลังงานความร้อนก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกจากปล่องไอเสีย, (kJ/kg)

ค่าแรงดันสูญเสียในปล่องและค่าแรงขับ (Stack loss and draft)

เป็นที่ทราบกันดีว่าอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เกิดการไหลนั้น จะมีค่าแรงดันสูญเสียเกิดขึ้นซึ่งค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดขึ้นนั้น ย่อมที่จะต้องถูกพิจารณาอยู่เสมอในการออกแบบทางวิศวกรรม สำหรับเตากลั่นน้ำมันก็เช่นกัน การปรับปรุงและออกแบบเพิ่มเติมนั้น จำเป็นที่จะต้องทราบถึงแรงดันสูญเสียที่จะเกิดขึ้นต่ออุปกรณ์ทางความร้อนที่ทำการออกแบบด้วย ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเตากลั่นน้ำมัน จะใช้การทฤษฎีการคำนวณของ

(Newnham, 2013) เพื่อประเมินค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดขึ้นดังสมการที่ 2-22

$$\Delta P_{f(i)} = \text{Factor}_{f(i)} \times (g_{(i)}^2) \times (V_{g(i)}) \quad (2-22)$$

เมื่อ

$\Delta P_{f(i)}$ คือ ค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในปล่อง (mm·H₂O)

$\text{Factor}_{f(i)}$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียของอุปกรณ์แต่ละชนิด (-)

$g_{(i)}$ คือ ค่าอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย (kgm²·s)

$V_{g(i)}$ คือ ค่าปริมาตรจำเพาะของก๊าซไอเสีย (m³/kg)

นอกจากการพิจารณาในด้านของแรงดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในปล่องไอเสีย และ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ แล้ว การพิจารณาถึงค่าแรงขับ (Draft) ซึ่งเป็นค่าที่ควบคุม เพื่อความปลอดภัยของค่าแรงดันภายในอุปกรณ์เตาถลุงน้ำมันของด้านก๊าซไอเสีย ณ จุดต่าง ๆ ต้อง ควบคุมให้มีค่าน้อยกว่าแรงดันบรรยากาศ โดยทั่วไปค่าการออกแบบจะกำหนดให้ค่าความปลอดภัย ของแรงขับก๊าซไอเสีย ซึ่ง Newnham, (2013) ได้กำหนดให้ มีค่าเป็นลบ (-) 25 มิลลิเมตรน้ำ หรือ เท่ากับ (-) 0.1 inch. H₂O ณ บริเวณจุดสูงสุดของห้องเผาไหม้ (Arch roof) ซึ่งในงานวิจัยนี้ กำหนดให้เป็นขีดจำกัดของการออกแบบ ซึ่งการออกแบบปรับปรุงจะต้องควบคุมให้เป็นไปตาม ข้อกำหนดความปลอดภัยดังกล่าวด้วย

ค่าความจุความร้อนของสาร (Specific heat of substance)

การหาค่าความจุความร้อนของสาร เป็นสิ่งสำคัญที่ต้องใช้ในการพิจารณาหาปริมาณ พลังงานที่เพิ่มขึ้นในแต่ละส่วนของเตาถลุงน้ำมัน เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิสูงจะทำให้ อุณหภูมิของสารเปลี่ยนแปลงไปตลอดเวลา อีกทั้งสถานะของสารมีการเปลี่ยนแปลงด้วยเช่นกัน ดังนั้นการวิเคราะห์การเพิ่มขึ้นของระดับพลังงานของสารเป็นสิ่งที่ต้องพิจารณาอย่างรอบคอบ เพื่อให้การวิเคราะห์เปรียบเทียบผลประหยัคนั้นเป็นไปอย่างถูกต้อง ด้วยเหตุนี้ การหาค่า สัมประสิทธิ์ทางความร้อนของสาร ก๊าซไอเสีย จึงได้ใช้แนวทางของการออกแบบแลกเปลี่ยน ความร้อน Shell and tube (TEMA) มาใช้ ดังสมการที่ 2-23-สมการที่ 2-25

$$C_{pmix} = X_1 C_{p1} + X_2 C_{p2} + X_3 C_{p3} + \dots + X_N C_{pN} \quad (2-23)$$

$$K_{mix} = \frac{K_1 Y_1 (M_1)^{1/3} + K_2 Y_2 (M_2)^{1/3} + \dots + K_N Y_N (M_N)^{1/3}}{Y_1 (M_1)^{1/3} + Y_2 (M_2)^{1/3} + \dots + Y_N (M_N)^{1/3}} \quad (2-24)$$

$$M_{mix} = \frac{\mu_1 Y_1 (M_1)^{1/2} + \mu_2 Y_2 (M_2)^{1/2} + \dots + \mu_N Y_N (M_N)^{1/2}}{Y_1 (M_1)^{1/2} + Y_2 (M_2)^{1/2} + \dots + Y_N (M_N)^{1/2}} \quad (2-25)$$

เมื่อ

C_{pmix} คือ ค่าความจุความร้อนเฉลี่ย (kJ/kg.K)

X_N คือ สัดส่วนมวลของสาร

K_N คือ สัมประสิทธิ์ทางความร้อนของสาร

Y_N คือ สัดส่วนโมลของสาร

M_N คือ น้ำหนักเชิงมวลของสาร (g/mol)

C_{pN} คือ ค่าความจุความร้อนเฉลี่ยสาร (kJ/kg.K)

μ_N คือ ค่าความหนืดของสาร (Pas)

การคำนวณความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

การหาระยะเวลาคืนทุนอย่างง่าย (Simple pay back period: SPP) การลงทุนโครงการแต่ละโครงการนั้น ผู้ประกอบการหรือเจ้าของกิจการล้วนแล้วแต่ต้องการประเมินความคุ้มค่าโครงการในทุก ๆ หน่วยของเงินลงทุนที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นการวิเคราะห์ทางการเงิน คือ หัวใจสำคัญของโครงการการลงทุน (กิตติศักดิ์ สุขวิวัฒน์, 2554) โดยอาศัยการพิจารณาทางด้านผลตอบแทนที่ได้รับจากการลงทุน การคำนวณด้วยวิธีการหาระยะเวลาคืนทุนอย่างง่าย (SPP) นั้นจึงถือเป็นจุดเริ่มต้นของการวิเคราะห์ทางการเงิน ดังสมการที่ 2-26

$$SPP = \frac{TI}{AS} \quad (2-26)$$

เมื่อ

SPP คือ ระยะเวลาคืนทุน (ปี)

TI คือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนโครงการ (บาท)

AS คือ ต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้ต่อปี (บาทต่อปี)

การคำนวณผลตอบแทนการลงทุนด้วยวิธีมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net present value: NPV) ถือเป็นอีกวิธีการหนึ่งซึ่งจะใช้การคำนึงถึงค่าของเงินตามเวลา ซึ่งต้องคำนวณหาตัวแปรลดค่า (กิตติศักดิ์ สุขวิวัฒน์, 2554) ซึ่งการหาค่าตัวแปรลดค่า และการคำนวณหาค่าปัจจุบันสุทธิ สามารถแสดงได้ดังสมการที่ 2-27 และสมการที่ 2-28 ตามลำดับ

$$DiscountFactor(D_f) = \frac{1}{(1+r)^n} \quad (2-27)$$

เมื่อ

D_f คือ ตัวแปรลดค่า (-)

r คือ อัตราลดค่า (ร้อยละ)

n คือ จำนวนอายุโครงการ (ปี)

และจะได้ว่า

$$NPV = \sum_{i=1}^n (AS \cdot D_f)_i - I \quad (2-28)$$

เมื่อ

NPV คือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (บาท)

D_f คือ ตัวแปรลดค่า ณ ปีที่ i (-)

AS คือ ต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้ต่อปี (บาทต่อปี)

I คือ จำนวนเงินลงทุนโครงการ (บาท)

มีการหาจุดคุ้มทุน โครงการอีกวิธีหนึ่งที่จะมีการพิจารณาถึงอัตราเงินเฟ้อของค่าสกุลเงินในแต่ละปีที่ดำเนินโครงการ ซึ่งเป็นวิธีการที่นิยมนำมาใช้สำหรับการประเมินจุดคุ้มทุนของการประเมินโครงการซึ่งจะมีผลลัพธ์ของการคำนวณคิดเป็นร้อยละของผลกำไรการลงทุนซึ่งใช้ในการเปรียบเทียบกับอัตราดอกเบี้ยที่ยอมรับได้ในการลงทุน ซึ่งสถานประกอบการ จะเป็นผู้กำหนดอัตราผลตอบแทนขั้นต่ำที่พึงพอใจเอาไว้ ส่วนมากนิยมนำมาเปรียบเทียบกับอัตราเงินฝาก หรือ ผลประกอบการจากการลงทุนด้วยวิธีอื่น ๆ โดยสามารถคำนวณจุดคุ้มทุนจากวิธีอัตราผลตอบแทนภายใน (Internal rate of return: IRR) จากสมการที่ 2-29-สมการที่ 2-31

$$IRR = \sum_{t=0}^n \frac{(Bt - Ct)}{(1+r)^t} = 0 \quad (2-29)$$

$$PV = \frac{FV}{(1+r)^n} \quad (2-30)$$

$$-I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{ES_t}{(1+IRR)^t} = 0 \quad (2-31)$$

เมื่อ

IRR คือ อัตราผลตอบแทนภายใน (%)

Bt คือ ผลตอบแทนสุทธิ ณ ปีที่ t (บาท)

Ct คือ ค่าใช้จ่ายสุทธิ ณ ปีที่ t (บาท)

t คือ ลำดับที่ของปีที่ต้องการคำนวณค่า (-)

r คือ อัตราดอกเบี้ยคิดลดของโครงการ ณ ปีที่คำนวณ (%)

PV คือ มูลค่าปัจจุบันของเงินลงทุนโครงการ (บาท)

FV คือ มูลค่าในอนาคตของเงินลงทุนโครงการ (บาท)

n คือ ระยะเวลาโครงการ (ปี)

ES_t คือ ต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้รายปี (บาท)

I_0 คือ เงินลงทุนตอนเริ่มต้นโครงการ (บาท)

ดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific energy consumption: SEC)

ประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency) เป็นการหาปริมาณการใช้พลังงานในองค์กรหรือหน่วยงานต่าง ๆ เพื่อใช้เป็นเครื่องมือชี้วัดการจัดการด้านพลังงาน (กิตติศักดิ์ สุขวิวัฒน์, 2554) ซึ่งดัชนีประสิทธิภาพพลังงานยังคงรู้จักกันในนามของ ดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific energy consumption: SEC) หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า ดัชนีพลังงาน (Energy index: EI) ซึ่งทั้งหมดที่กล่าวมานี้เป็นนิยามของการหาอัตราการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิต ซึ่งมีสมการที่ใช้ในการหาค่าดัชนีดังสมการที่ 2-32

$$SEC = \frac{Et}{F} \quad (2-32)$$

เมื่อ

SEC คือ ดัชนีการใช้พลังงานของเตาเผาต่อหน่วยผลผลิต (kW/kg)

Et คือ ค่าพลังงานความร้อนที่ใช้ที่เตาเผา (kW/s)

F คือ ปริมาณผลผลิตที่ไหลผ่านเตาเผา (kgs)

การใช้ดัชนีพลังงานเป็นตัวชี้วัดของการศึกษาวิจัยนี้ เป็นแนวทางที่ใช้ในการประเมินผลประหยัด ซึ่งดัชนีการใช้พลังงานนี้จะแสดงสัดส่วนการใช้พลังงานต่อผลผลิตที่ผ่านเข้าสู่เตาเผาใหม่ และแสดงการเปรียบเทียบถึงประสิทธิภาพการผลิตของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่เกิดขึ้นภายหลังการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการศึกษาวิจัยในครั้งนี้

การศึกษาวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

แนวทางการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเตาอุตสาหกรรม (Literature review for fired heater's energy conservation)

แนวทางการลดการใช้พลังงานในเตากลั่นน้ำมัน เป็นวิธีการที่นักวิจัยส่วนใหญ่ให้ความสนใจ ซึ่งส่วนใหญ่ให้ความสำคัญไปที่การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Heat recovery process) Sekarchian, Motasemi, and Mahlia, (2013) ได้ทำการศึกษาวิจัยการจัดการเปลี่ยนรูปพลังงานจากความร้อนเหลือใช้ในเตาอุตสาหกรรมสำหรับกลั่นน้ำมันดิบที่ Abadan oil refining company โดยมุ่งเน้นทางด้านการผลิตไอน้ำแรงดันต่ำ โดยผลการศึกษาวิจัยพบว่า สามารถทำการเปลี่ยนรูปพลังงานจากความร้อนเหลือทิ้ง มาใช้ในการผลิตไอน้ำแรงดันต่ำพบว่า สามารถเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal efficiency) และ (Exergy efficiency) ให้เพิ่มขึ้นได้ประมาณ 8.3% และ 5.4% ตามลำดับ ซึ่งจากการศึกษาวิจัยของ Sekarchian, Motasemi, and Mahlia, (2013) ยังพบว่าการประเมินผลตอบแทนการลงทุนพบว่ามีมูลค่าที่คุ้มค่า โดยมีผลตอบแทนการลงทุนอยู่ที่ 2.6 ปี ภายใต้เงินทุนโครงการราว 285 ล้านบาท

มุมมองที่น่าสนใจเกี่ยวกับการศึกษาวิจัยของ Sekarchian, Motasemi, and Mahlia, (2013) คือ การเปลี่ยนรูปพลังงานด้วยหลักการเทอร์โมไดนามิกส์ ด้วยกฎข้อที่หนึ่ง และข้อที่สอง รวมถึงการคำนวณประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่ออุ่นอากาศด้วยสมการที่ 2-33

$$\eta_{APH} = \frac{\dot{m}_a \cdot \Delta h_a}{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \times (h_{fl} - h_{st})} \quad (2-33)$$

เมื่อ

η_{APH} คือ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศ (%)

\dot{m}_a คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kgs)

h_a คือ Enthalphy ของอากาศ (kJ/kg)

\dot{m}_f คือ อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง (kgs)

h_{fl} คือ Enthalphy ของก๊าซไอเสียเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ (kJ/kg)

h_{st} คือ Enthalphy ของก๊าซไอเสียออกอุปกรณ์อุ่นอากาศ (kJ/kg)

การศึกษาวิจัยของ Varghese and Bandyopadhyay, (2012) ในคณะวิศวกรรมเคมี ประเทศอินเดีย ได้มีการศึกษาในเรื่องการปรับปรุงพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนร่วมกับเตากลั่นน้ำมันซึ่งได้มีการศึกษาไปที่การปรับปรุงพื้นที่การรับความร้อนในส่วนต่าง ๆ ทั้งในส่วนของ Radiant coil และ Convection coil ตลอดจนทำการศึกษาร่วมกันกับการปรับปรุงพื้นที่แลกเปลี่ยน

ความร้อนใน Heat exchanger ด้วย ซึ่งในการศึกษาของ Varghese, and Bandyopadhyay, (2012) นั้นพบว่า การคำนวณปริมาณเชื้อเพลิงในส่วนของห้องเผาไหม้ด้วยการแผ่รังสีความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2-34

$$f = \frac{(T_{ft} - T_{bw})}{(T_{ft} - T_{g-out})} \quad (2-34)$$

เมื่อ

f คือ สัดส่วนการถ่ายเทความร้อนในห้องเผาไหม้ (-)

T_{ft} คือ อุณหภูมิเปลวไฟในอุดมคติ (Adiabatic flame temperature) ($^{\circ}\text{C}$)

T_{bw} คือ อุณหภูมิไอเสียจากห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)

T_{g-out} คือ อุณหภูมิไอเสียออกจาก Convection coil ($^{\circ}\text{C}$)

จากสมการการหาสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการของ Vaghese and Bandyopadhyay, (2012) นั้นจะช่วยให้สามารถใช้เป็นแนวทางในการคำนวณสัดส่วนสภาวะการถ่ายเทความร้อนในปัจจุบันระหว่าง Radiation และ Convection ได้ อีกทั้งยังได้กล่าวต่อไปถึงวิธีการหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนในส่วน of Convection coil จากสมการที่ 2-35

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}_p \cdot C_p \cdot (T_{r,in} - T_{p,in}) \quad (2-35)$$

เมื่อ

\dot{Q}_{conv} คือ การถ่ายเทความร้อนในส่วน Convection coil (W)

\dot{m}_p คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลในท่อ (kgs)

C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะของของไหล (kJ/kg·K)

$T_{r,in}$ คือ อุณหภูมิของไหลก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{p,in}$ คือ อุณหภูมิของไหลก่อนเข้า Convection coil ($^{\circ}\text{C}$)

บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

แนวทางและขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

แนวทางการศึกษาวิจัยในเตากลั่นน้ำมัน เป็นสิ่งที่ต้องอาศัยความรู้ความเข้าใจทางด้านการถ่ายเทความร้อน ตลอดจนต้องมีทักษะ ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องกับเตากลั่นน้ำมันโดยตรง เพราะถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความซับซ้อนในด้านการออกแบบทางวิศวกรรม และยังมีปัจจัยการผลิตที่เป็นตัวแปรสำคัญที่มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา โดยจะส่งผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพการใช้พลังงานในเตาอุตสาหกรรม ซึ่งการศึกษานี้มุ่งหวังที่จะก่อให้เกิดการดำเนินการอย่างเป็นรูปธรรมในอนาคต เพื่อตอบสนองทางด้านการอนุรักษ์พลังงานขององค์กร ตลอดจนเป็นการส่งเสริมการลดการปลดปล่อยมลภาวะจากการใช้เชื้อเพลิงที่เกินความจำเป็น เมื่อวัตถุประสงค์ของการศึกษามุ่งเน้นที่การแสวงหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพเตากลั่นน้ำมัน การกำหนดเป้าหมายและขั้นตอนการดำเนินการวิจัย จึงต้องมีการวางแผนให้สอดคล้องกับการพิสูจน์สมมติฐานซึ่งจะนำไปสู่ผลการวิจัยที่ประสบความสำเร็จได้ ดังนั้นขั้นตอนในการดำเนินการวิจัยเพื่อการอนุรักษ์พลังงานครั้งนี้ ได้มีการกำหนดแนวทางตามขั้นตอนเป็นไปตามลำดับที่จะกล่าวในหัวข้อต่าง ๆ อย่างเป็นลำดับดังต่อไปนี้

1. การทบทวนวัตถุประสงค์และกำหนดขั้นตอนของการศึกษาวิจัย

เพื่อให้การศึกษานี้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ การศึกษาและทบทวนหัวข้อการศึกษานั้นจำเป็นต้องเริ่มต้นเก็บข้อมูลที่ใช้ในการประเมินศักยภาพอุปกรณ์ การตรวจสอบข้อมูล ประเมินและวิเคราะห์ข้อมูลที่เกี่ยวข้องให้ถูกต้อง เพื่อให้ข้อมูลที่ได้เก็บรวบรวมนั้นสอดคล้องกับความต้องการทางทฤษฎี การคำนวณการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อน ซึ่งจำเป็นต้องทบทวนวัตถุประสงค์ของงานวิจัยอีกครั้ง เพื่อใช้เป็นแนวทางสำหรับการกำหนดขั้นตอนงานวิจัยในขั้นตอนต่อไป ซึ่งภาพรวมของวัตถุประสงค์งานวิจัยมีดังต่อไปนี้

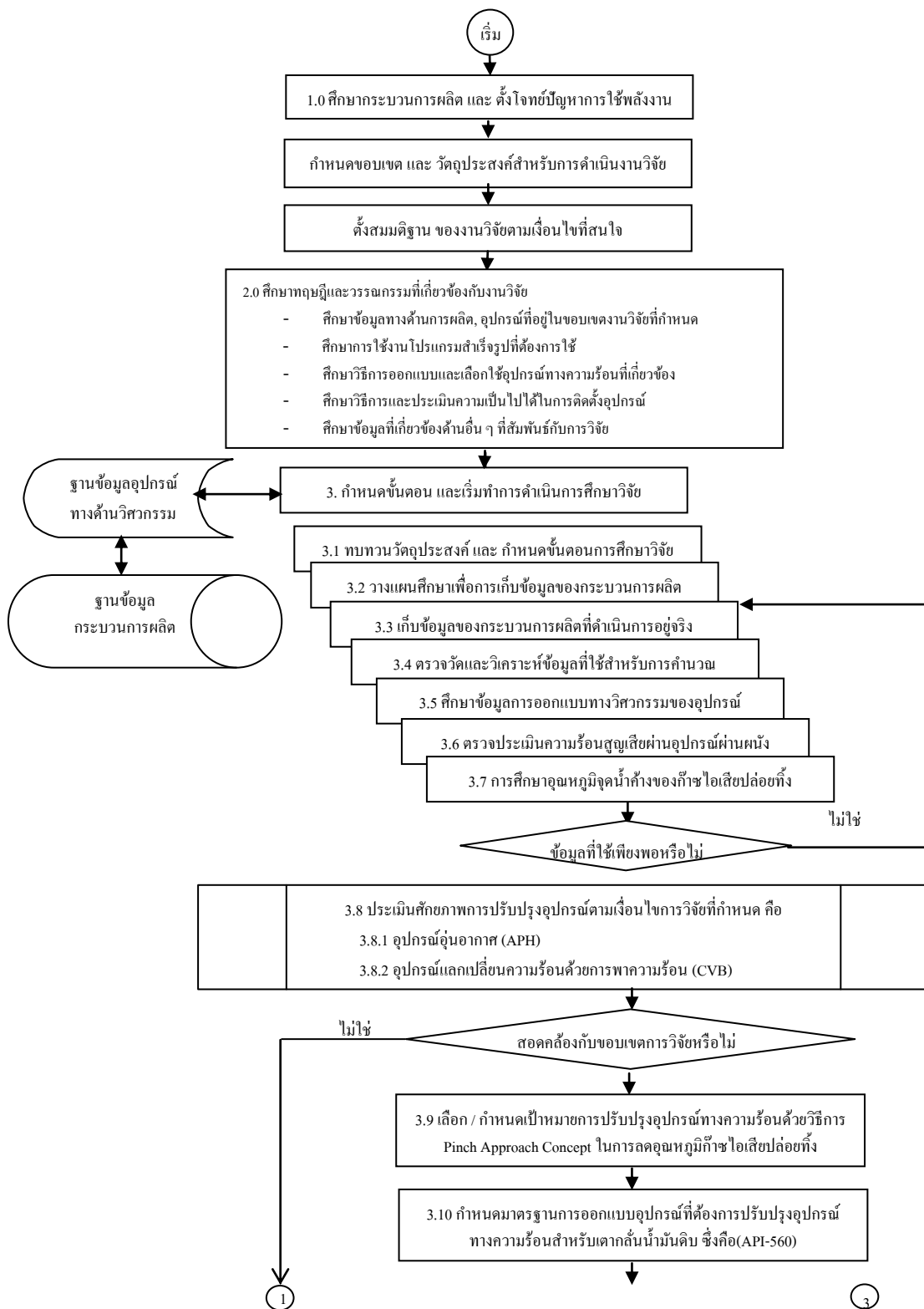
1.1 ทำการศึกษาเพื่อมุ่งเน้นที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้ขอบเขตที่ทำการศึกษานี้ และคัดเลือกอุปกรณ์ที่มีศักยภาพที่สุดมาทำการออกแบบปรับปรุงเพิ่มพื้นที่การถ่ายความร้อน ซึ่งผลที่ได้รับเพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับอุปกรณ์ทางความร้อน

1.2 พิจารณาออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนใหม่ภายใต้ทฤษฎี และมาตรฐานทางด้านวิศวกรรมที่กำหนด พร้อมทั้งทำการเลือกสรรชนิดของวัสดุที่เหมาะสม คุ่มค่า และทนทานต่อการใช้งานตามข้อกำหนดทางมาตรฐานวิศวกรรม

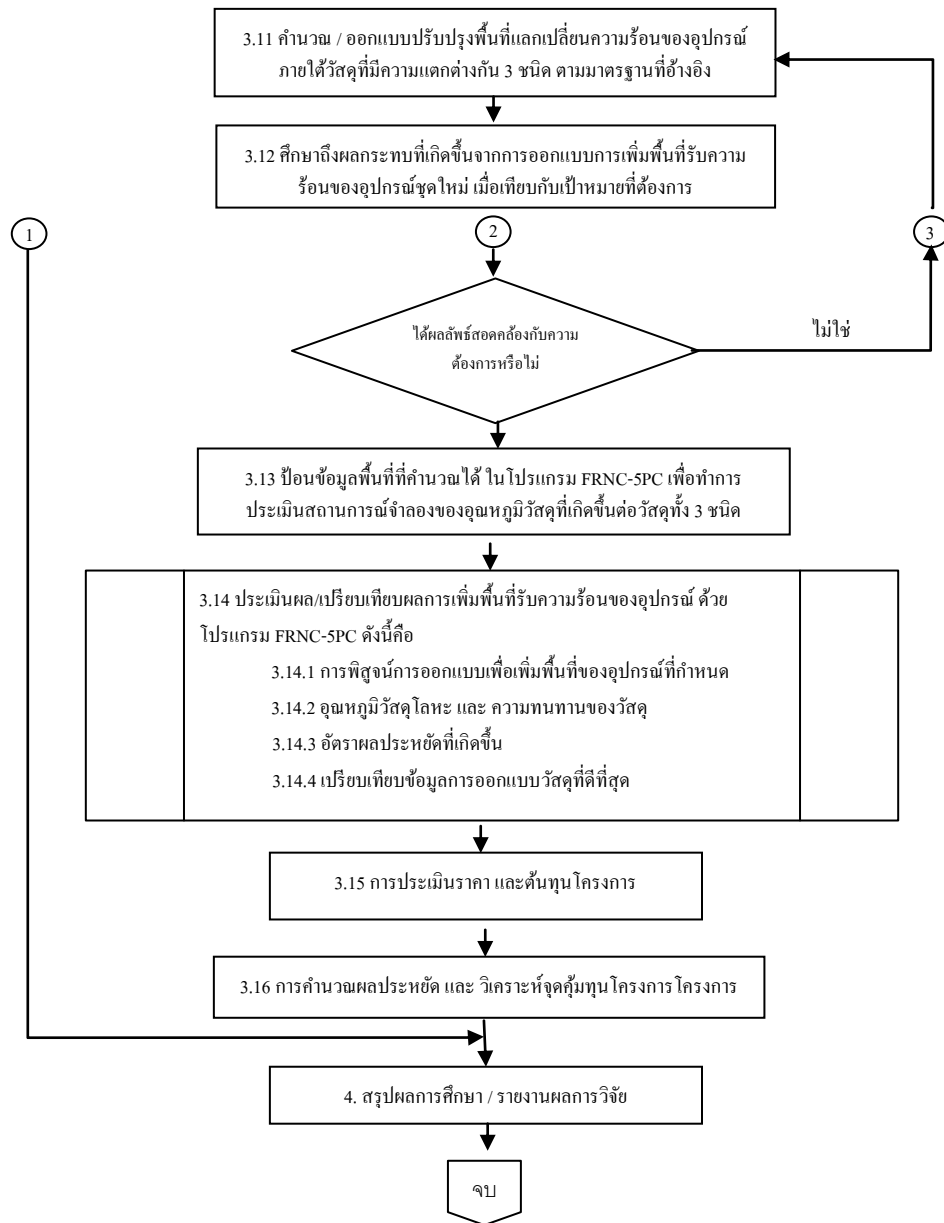
1.3 ประเมินผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นต่ออุปกรณ์ที่ทำการออกแบบ เปรียบเทียบผลการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิง ทั้งก่อนและหลังการปรับปรุงอุปกรณ์ ซึ่งมีเป้าหมายเพื่อให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดต่ำลง โดยวิธีการประเมินการออกแบบนั้นต้องอาศัยการสร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปในการออกแบบเตากลั่นน้ำมันจริงในระดับสากล (Fired heater design software-FRNC-5PC) มาใช้เป็นเครื่องมือในการประเมินการใช้พลังงานในเตาเผาใหม่

1.4 เมื่อได้ผลสรุปจากการออกแบบแล้วต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมในการติดตั้งอุปกรณ์ ประเมินค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงอุปกรณ์ทั้งหมด เพื่อใช้เป็นข้อมูลทางการเงินในการวิเคราะห์หาผลประโยชน์ และจุดคุ้มทุน โครงการด้วยวิธีการวิเคราะห์ความคุ้มค่าในรูปแบบต่าง ๆ

จากการทบทวนวัตถุประสงค์การศึกษาวิจัยที่กล่าวมาแล้วนั้น จะสามารถใช้เป็นแนวทางในการกำหนดเป้าหมายและแผนการดำเนินการวิจัยในลำดับต่อไปได้ ซึ่งแผนการดำเนินการวิจัยนั้นถือว่าเป็นสิ่งสำคัญที่ใช้ควบคุมกระบวนการศึกษาในครั้งนี้ โดยขั้นตอนและแผนการดำเนินการวิจัยในครั้งนี้สามารถพิจารณาได้จากภาพที่ 3-1 ที่แสดงถึงวิธีการดำเนินการวิจัยภายใต้โครงการนี้



ภาพที่ 3-1 แผนภูมิการดำเนินงานศึกษาวิจัย

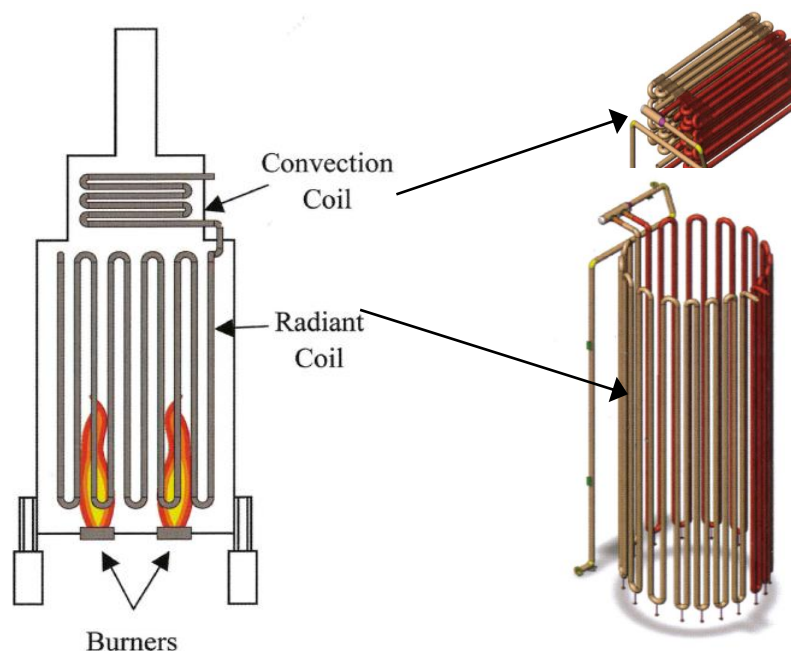


ภาพที่ 3-1 (ต่อ)

2. การวางแผนและศึกษาเก็บข้อมูลกระบวนการผลิต

แผนการผลิตในอุตสาหกรรมการกลั่นน้ำมันดิบ ถือได้ว่าเป็นมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อความต้องการการใช้พลังงานของประเทศ ฯ ทางสถานประกอบการต้องมีการศึกษาและวางแผนปริมาณการผลิตไว้ล่วงหน้านับเดือน ซึ่งผลิตภัณฑ์ที่ผ่านกระบวนการกลั่นจำเป็นต้องสอดคล้องกับปริมาณความต้องการของผู้บริโภคภายในประเทศ และฤดูกาล ดังนั้นในการศึกษาวิจัยครั้งนี้ มีข้อจำกัดในเรื่องของการหาข้อมูลดิบในการวิเคราะห์และประเมินศักยภาพของอุปกรณ์ อีกทั้งอัตราการผลิตมีความแปรผันอย่างมากในแต่ละสัปดาห์อันเนื่องมาจากความต้องการและวัตถุดิบที่นำมาผ่านกระบวนการกลั่นในแต่ละช่วงอาจมีคุณสมบัติทางความร้อน (Thermal properties) ของสารที่มีความหลากหลาย ซึ่งจะส่งผลให้ข้อมูลคุณสมบัติทางความร้อนของน้ำมันดิบมีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา เพื่อให้สามารถบรรลุผลตามเป้าหมายของการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ การวางแผนงานเพื่อการจัดเก็บข้อมูลการผลิตให้สอดคล้องตามวัตถุประสงค์ของงานวิจัย กล่าวคือ ต้องทำการศึกษาลักษณะของระบบห่วงโซ่การใช้พลังงานในกระบวนการผลิต (Process chain analysis) โดยเน้นเฉพาะในส่วนที่เป็นเตากลั่นน้ำมัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่ออุ่นอากาศเป็นหลัก ซึ่งอุปกรณ์เหล่านี้เป็นขอบเขตที่สำคัญของการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ ดังนั้นการวางแผนการศึกษากระบวนการผลิตของกลุ่มตัวอย่างที่ทำการศึกษานั้น ต้องทำการศึกษาเป็นลำดับขั้นตอนตามแนวทางแผนการดำเนินการดังต่อไปนี้

2.1 การศึกษากระบวนการผลิตน้ำมันดิบ เพื่อกำหนดคุณลักษณะที่เหมาะสมในการดำเนินการวิจัย รวมทั้งศึกษาแหล่งกำเนิดพลังงาน การควบคุมการเปลี่ยนรูปพลังงาน ในส่วนที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการผลิตและเตากลั่นน้ำมันที่มีการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทต่าง ๆ นี้ เพื่อให้เข้าใจในกระบวนการผลิต และความเชื่อมโยงของกระบวนการ ซึ่งก่อให้เกิดประโยชน์ในการใช้เป็นแนวทางในการออกแบบอย่างถูกต้อง อีกทั้งจำเป็นต้องศึกษาพฤติกรรมการใช้งานจริงของอุปกรณ์แต่ละตัวอย่างละเอียด เพื่อให้เข้าถึงพฤติกรรมการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในแต่ละชนิดอย่างแท้จริง จากภาพที่ 3-1 แสดงแผนภูมิกระบวนการผลิตและขอบเขตที่ทำการศึกษาวิจัยในครั้งนี้



ภาพที่ 3-3 ลักษณะเปรียบเทียบโครงสร้างเสมือนจริงของเตาเผาไหม้ที่ทำการศึกษา Direct fired heater (Newnham, 2013)

2.2 ศึกษาข้อมูลการออกแบบเดิมของอุปกรณ์แต่ละชนิด เพื่อให้เข้าใจในลักษณะโครงสร้างอุปกรณ์ ประเภท ชนิดของวัสดุ รวมถึงข้อมูลการออกแบบของอุปกรณ์แต่ละชนิด ซึ่งจะก่อให้เกิดประโยชน์ต่อการพิจารณาเลือกสรรวัสดุที่เหมาะสมในการออกแบบอุปกรณ์ใหม่ และเพื่อใช้เป็นข้อมูลในการเปรียบเทียบชนิด ประเภท และรูปแบบของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่สนใจ รวมทั้งการหาข้อมูลจากผู้ผลิตสินค้า ผู้ออกแบบเตากลั่นน้ำมันในระดับสากล เพื่อให้ได้รับคำแนะนำหรือประสบการณ์ที่ดีในการออกแบบต่อไป

2.3 ศึกษาสถานะแวดล้อมของอุปกรณ์ที่จะดำเนินการติดตั้ง ซึ่งปัจจัยของสภาพแวดล้อมของเตาอุตสาหกรรม มักมีข้อจำกัดและอุปสรรคในการติดตั้ง ตลอดจนศึกษาความเป็นไปได้ของระยะเวลาที่ใช้ในการดำเนินการปรับปรุงอุปกรณ์ ที่จำเป็นต้องสอดคล้องกับระยะเวลาการซ่อมบำรุงประจำปีของหน่วยกลั่น เพราะถือเป็นสิ่งที่สำคัญต่อเสถียรภาพการผลิตและความมั่นคงของระดับพลังงานของประเทศ ดังนั้นการออกแบบและวางแผนติดตั้งอุปกรณ์ ล้วนแล้วแต่จะส่งผลกระทบต่อต้นทุนการดำเนินการทั้งสิ้น ผู้วิจัยต้องเข้าใจและคำนึงถึงสถานการณ์เหล่านี้ด้วยเช่นกัน

2.4 ศึกษาโปรแกรมสำเร็จรูปที่ใช้ในการจำลองสถานการณ์การกลั่นของเตากลั่นน้ำมัน ผู้ออกแบบเตากลั่นน้ำมันส่วนใหญ่จะกำหนดความต้องการของลูกค้าให้ตรงกับความต้องการของกระบวนการผลิต ซึ่งการออกแบบอุปกรณ์ ต้องอยู่ภายใต้ขีดจำกัดที่กำหนดไว้ตามมาตรฐานทางวิศวกรรม ในส่วนโปรแกรมสำเร็จรูปนั้น จะมีส่วนช่วยในการพิสูจน์ผลการออกแบบในรูปของไดนามิกโปรแกรม ซึ่งเราสามารถจะเห็นลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดภายในเตากลั่นน้ำมัน โดยอาศัยการคำนวณซ้ำ ๆ ทางคณิตศาสตร์ จนเกิดสภาวะคงตัว ซึ่งแตกต่างจากการคำนวณด้วยวิธีปกติ เพราะมีการคำนวณครั้งเดียว ด้วยเหตุนี้การใช้โปรแกรมประยุกต์มาใช้ในการประเมินผลประหยัดจะทำให้มีความน่าเชื่อถือมากกว่าการคำนวณแบบครั้งเดียว จึงทำให้ข้อมูลผลประหยัดที่จะได้รับมีความน่าเชื่อถือมากที่สุด เมื่อทำการศึกษาระบบการต่าง ๆ และหาข้อมูลที่เกี่ยวข้องดังกล่าวแล้ว การดำเนินการเก็บรวบรวมข้อมูลทางสถิติไว้เป็นข้อมูลพื้นฐานของการดำเนินการวิจัยในลำดับต่อไป

3. การเก็บข้อมูลกระบวนการผลิต

ข้อมูลตั้งต้นในการออกแบบ ถือเป็นสิ่งที่นักออกแบบไม่สามารถมองข้ามได้ การเตรียมการวางแผนเพื่อการเก็บข้อมูลในการออกแบบวิจัยมีความสำคัญที่สุด เป็นที่ทราบกันดีว่าการออกแบบใด ๆ จะต้องเริ่มต้นที่ข้อมูลใดข้อมูลหนึ่งในการตั้งเป็นสมมติฐานการออกแบบเท่านั้น หากข้อมูลการผลิตในปัจจุบันอยู่นอกขอบเขตการออกแบบ ถือว่าการออกแบบนั้นจะไม่เกิดประสิทธิภาพสูงสุดด้วย โดยวิธีการเก็บข้อมูลจะอาศัยข้อมูลที่เป็นปัจจุบันมากที่สุดในการออกแบบ เพื่อให้การออกแบบนั้นเกิดประโยชน์ต่อการอนุรักษ์พลังงานสูงสุดด้วยเช่นกัน

เนื่องจากกระบวนการกลั่นน้ำมันปิโตรเลียมนั้น มีความหลากหลายในด้านของคุณสมบัติของน้ำมันดิบที่มาจากหลายแหล่งผู้ผลิตบนโลก คุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ใช้ (แหล่งพลังงานความร้อนของระบบ) ตลอดจนสภาพแวดล้อมของกระบวนการผลิตที่มีความแตกต่างกันไปแต่ละช่วงเวลา อาจส่งผลทำให้การตรวจวัดข้อมูล การวิเคราะห์คุณสมบัติของน้ำมันดิบในห้องปฏิบัติการ มีความไม่เหมาะสมได้ ดังนั้นการวางแผนการเก็บข้อมูล จะถูกกำหนดให้อยู่ในสภาวะคงที่ ณ จุดที่มีกำลังการผลิตเฉลี่ยทั้งปีของกระบวนการผลิตเท่านั้น ด้วยเหตุผลอันเนื่องมาจากความแปรปรวนของปริมาณการผลิต จะส่งผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์ ตลอดจนอัตราการใช้พลังงานเชื้อเพลิงอีกด้วย ซึ่งจะทำให้ผลของการเก็บข้อมูลตั้งต้นสำหรับการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนนั้นทำงาน อาจไม่สอดคล้องกับกำลังการผลิตจริงของหน่วยกลั่น ส่งผลให้อุปกรณ์ไม่สามารถทำงานได้เต็มประสิทธิภาพ

จากการศึกษาพบว่า ตัวแปรที่สำคัญของการพิจารณาออกแบบอุปกรณ์ คือ อัตราการผลิตและอุณหภูมิขาของน้ำมันดิบ ที่มีความสัมพันธ์โดยตรงกับการใช้พลังงานเชื้อเพลิง ซึ่ง ณ จุดที่

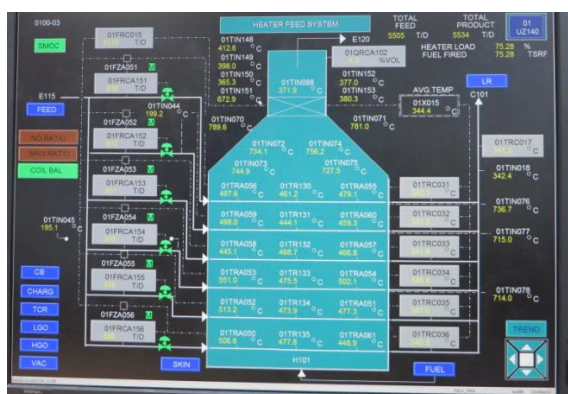
ผู้วิจัยได้ทำการตรวจวัดวิเคราะห์ข้อมูลขั้นต้นสำหรับการออกแบบนั้น ได้กำหนดขอบเขตและเงื่อนไขขึ้นตามสถานะที่เหมาะสม เพื่อให้การเก็บข้อมูลการผลิตทั้งหมด สอดคล้องกับสถานะการผลิตจริง และเพื่อให้การประเมินผลประหยัคั้น ดังนั้นเงื่อนไขและขอบเขตที่กำหนดขึ้นสำหรับการเก็บข้อมูลการออกแบบเป็นดังต่อไปนี้

3.1 ข้อมูลการผลิตเป็นข้อมูลที่ได้จากการสำรวจข้อมูลการผลิตย้อนหลังของสถานประกอบการ ซึ่งเป็นข้อมูลจริงที่เกิดขึ้นในรอบปีที่ผ่านมา ซึ่งทำให้ทราบถึงอัตราการผลิตเฉลี่ยทั้งปีที่เกิดขึ้นจริง เพื่อใช้เป็นข้อมูลฐาน (Baseline) ที่ใช้กำหนดขอบเขตของการตรวจวัดข้อมูลการผลิตจริงสำหรับงานวิจัยในลำดับต่อไป ซึ่งข้อมูลรายละเอียดได้แสดงในภาคผนวก ก

3.2 ข้อมูลการออกแบบวิจัย กำหนดให้เก็บข้อมูลจากสถานะการผลิตจริงในสถานะการผลิตคงที่ ในระยะเวลา 8 ชั่วโมง โดยใช้ข้อมูลเฉลี่ยที่เกิดจากข้อมูลจริง ณ วันที่ทำการตรวจวัด เพื่อให้ทราบสถานะของอุปกรณ์ ตลอดจนประสิทธิภาพของระบบทั้งหมดอย่างแท้จริง

3.3 คุณสมบัติของสารเชื้อเพลิงที่ใช้ กำหนดให้ใช้ข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดจริงจากห้องปฏิบัติการทดสอบ และถูกใช้เป็นข้อมูลที่มีสถานะคงที่ตลอดการวิจัยออกแบบ ตลอดจนเป็นข้อมูลที่ใช้สำหรับแบบจำลองโปรแกรมต่าง ๆ ภายใต้งานวิจัยครั้งนี้ด้วย

3.4 ค่าความคลาดเคลื่อนในการตรวจวัดของอุปกรณ์ที่ใช้งานอยู่จริง กำหนดให้เป็นค่าที่มีความน่าเชื่อถือได้ ตามมาตรฐานเครื่องมือวัดของสถานประกอบการที่ยอมรับได้



ภาพที่ 3-4 ตัวอย่างการรายงานผลข้อมูลการผลิตของกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

4. การตรวจวัด และวิเคราะห์คุณสมบัติทางความร้อนของสาร

การตรวจวัดข้อมูลการผลิตและการวิเคราะห์คุณสมบัติทางความร้อนของน้ำมันดิบต่าง ๆ เพื่อใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น ได้ทำการตรวจวัด วิเคราะห์ในขอบเขตระยะเวลาที่กำหนด ซึ่งเป็นสภาวะคงที่ตลอดการตรวจวัด โดยสามารถ แบ่งกลุ่มข้อมูลที่ทำกรตรวจวัดออกเป็น 2 กลุ่ม ดังนี้

4.1 เก็บข้อมูลของกระบวนการผลิต ที่ได้จากการตรวจวัดด้วยเครื่องมือวัดประเภทต่าง ๆ ซึ่งจะมีการอ่านค่าอัตราการไหล อุณหภูมิ แรงดัน และอื่น ๆ ซึ่งมีการอ่านค่าดังกล่าวนี้อยู่ตลอดเวลาภายใต้การดูแลของผู้ปฏิบัติในกระบวนการผลิต ซึ่งข้อมูลที่สำคัญที่ทำการบันทึกผลเพื่อใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ถูกแสดงดังตารางที่ 3-1



(ก) เครื่องตรวจวัดอากาศส่วนเกิน



(ข) การตรวจวัดอุณหภูมิ



(ค) การวัดอัตราการไหล



(ง) อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล

ภาพที่ 3-5 การตรวจวัดข้อมูลการผลิตของกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ
บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

ตารางที่ 3-1 ข้อมูลการตรวจวัดโดยเฉลี่ยของกระบวนการผลิตเตาถลุงน้ำมัน (8 ชั่วโมง)

ข้อมูลกระบวนการผลิตของเตาเผาหลัก	หน่วยวัด	ค่าเฉลี่ยการตรวจวัด
อุณหภูมิขาเข้าของน้ำมันดิบ	เซลเซียส	237.64
อุณหภูมิขาออกของน้ำมันดิบ	เซลเซียส	340.17
อุณหภูมิไอเสียวขาเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	เซลเซียส	895.59
อุณหภูมิไอเสียวขาออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	เซลเซียส	458.36
อัตราการไหลเชิงมวลน้ำมันดิบ	kg/unit-time	80.74
อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง	kg/unit-time	106.25
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศป้อน	kg/unit-time	1577.43
อุณหภูมิอากาศป้อนเพื่อการเผาไหม้	เซลเซียส	257.86
อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	เซลเซียส	65.5
อุณหภูมิไอเสียวขาเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	เซลเซียส	389.29
อุณหภูมิไอเสียวขาออกอุปกรณ์อุ่นอากาศ	เซลเซียส	288.52
อุณหภูมิไอเสียวจากเตาที่ 2	เซลเซียส	238.71
อุณหภูมิไอเสียวจากเตาที่ 3	เซลเซียส	310.97
อุณหภูมิไอเสียวจากเตาที่ 4	เซลเซียส	256.53
ปริมาณอากาศส่วนเกินจากการเผาไหม้เตาที่ 1	% Vol	2.6
ปริมาณอากาศส่วนเกินจากการเผาไหม้เตาที่ 2	% Vol	2.85
ปริมาณอากาศส่วนเกินจากการเผาไหม้เตาที่ 3	% Vol	2.54
ปริมาณอากาศส่วนเกินจากการเผาไหม้เตาที่ 4	% Vol	2.15

4.2 ข้อมูลของน้ำมันดิบ เชื้อเพลิงต่าง ๆ ที่ได้จากการวิเคราะห์จากห้องปฏิบัติการทดสอบ ข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์ในห้องปฏิบัติการทดสอบ เป็นข้อมูลที่ไม่มีการเก็บอย่างต่อเนื่องเป็นประจำ แต่หากเป็นข้อมูลที่จะทำการเก็บเพื่อวิเคราะห์เป็นการเฉพาะกิจ หรือเพื่อวินิจฉัยปัญหา ซึ่งในกรณีนี้ ใช้เป็นการวิเคราะห์เพื่อการออกแบบอุปกรณ์ กลุ่มตัวอย่างที่ได้ทำการตรวจวัดวิเคราะห์คุณสมบัติทางเคมีนั้นมีดังต่อไปนี้

ข้อมูลการตรวจวัดก๊าซไอเสียวจากห้องเผาไหม้

จากข้อมูลการตรวจวัดดังแสดงในตารางที่ 3-2 คือ ข้อมูลจริงที่ได้จากการตรวจวัดวิเคราะห์ข้อมูลของก๊าซไอเสียวที่เกิดขึ้นจากการตรวจวัดจริงด้วยเครื่องมือวัดวิเคราะห์ของสถาน

ประกอบการ ซึ่งข้อมูลที่ถูกแสดงต่อไปนี้เป็นข้อมูลที่จะนำไปใช้ในโปรแกรมจำลองการออกแบบต่าง ๆ เพื่อใช้ผลลัพธ์บางส่วนของบริษัท เพื่อใช้ในการคำนวณทางความร้อนในลำดับต่อไป (ผลลัพธ์ที่ได้จากค่าในการตรวจวัด แสดงในภาพภาคผนวก ก-8)



ภาพที่ 3-6 การตรวจวัดคุณภาพก๊าซไอเสียของการเผาไหม้ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

ตารางที่ 3-2 ข้อมูลการตรวจวัดก๊าซไอเสียของระบบ

ข้อมูลการตรวจวัดก๊าซไอเสียเตาเผา	หน่วยวัด	BWT	CVB	APH o/l	Disch IDF
ปริมาณอากาศส่วนเกิน	% Vol	2.6	3.8	4.9	5.7
ปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์	% Vol	13.87	12.91	12.11	11.47
ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์	ppmV	35	0	25	29
แรงดันขับ (Draft) ณ จุดตรวจวัด	mBarg	-0.71	-0.34	-7.0	-2.5
ปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์	ppmV	156	158	103	100
อุณหภูมิไอเสีย ณ จุดตรวจวัด	เซลเซียส	929.7	479	291.7	277.4

คุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ใช้สำหรับการเผาไหม้

คุณสมบัติของก๊าซเชื้อเพลิงและน้ำมันเตา ที่ได้ทำการเก็บตัวอย่างและนำไป

ทำการตรวจวัดวิเคราะห์ข้อมูลในห้องปฏิบัติการทดสอบ ซึ่งข้อมูลองค์ประกอบเชื้อเพลิงเหล่านี้ จะถูกนำไปใช้เพื่อการคำนวณปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ การคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

และถูกใช้เป็นข้อมูลที่จะนำไปใช้ป้อนลงในโปรแกรมจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่นด้วย โดยข้อมูลเชื้อเพลิงนี้จะถูกกำหนดให้มีค่าคงที่ เพื่อใช้เป็นข้อมูลอ้างอิงตลอดการศึกษาวิจัยอีกด้วย ผลของข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดได้แสดงดังตารางที่ 3-3 และตารางที่ 3-4



(ก) ตัวอย่างก๊าซเชื้อเพลิง (ข) ตัวอย่างน้ำมันเตา

ภาพที่ 3-7 การเก็บตัวอย่างเชื้อเพลิงเพื่อการวิเคราะห์ผล ณ ห้องปฏิบัติการทดสอบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

ตารางที่ 3-3 ผลการวิเคราะห์องค์ประกอบก๊าซเชื้อเพลิงที่ตรวจวัด

องค์ประกอบก๊าซเชื้อเพลิง	หน่วยวัด	ปริมาณ
Hydrogen (H ₂)	% Vol	22.4
Carbon-monoxide (CO)	% Vol	3.6
Carbon-dioxide (CO ₂)	% Vol	<0.1
Methane (CH ₄)	% Vol	40.3
Ethane (C ₂ H ₆)	% Vol	7.9
Ethylene (C ₂ H ₄)	% Vol	0.9
Propane (C ₃ H ₈)	% Vol	8.7
Propylene (C ₃ H ₆)	% Vol	3.6
i-Butane (C ₄ H ₁₀)	% Vol	3.8
n-Butane (C ₄ H ₁₀)	% Vol	3.4
Butene (C ₄ H ₈)	% Vol	1.1
i-Pentane (C ₅ H ₁₂)	% Vol	0.6

ตารางที่ 3-3 (ต่อ)

องค์ประกอบก๊าซเชื้อเพลิง	หน่วยวัด	ปริมาณ
n-Pentane (C ₅ H ₁₂)	% Vol	0.2
Pentene (C ₅ H ₁₀)	% Vol	<0.1
>Hexcane (C ₆ ⁺)	% Vol	0.2
Hydrogen sulphide (H ₂ S)	% Vol	<0.1
Oxygen (O ₂)	% Vol	0.1
Nitrogen (N ₂)	% Vol	3.2

ตารางที่ 3-4 ผลการวิเคราะห์คุณสมบัติน้ำมันเตาที่ตรวจวัด

คุณสมบัติเชื้อเพลิง (น้ำมันเตา)	หน่วยวัด	ปริมาณ
Density @ 15 degreeC	Kg/L	0.9764
Viscosity kenetic @50 degreeC	cSt	421.8
Sulphur	%wt	1.76
Gross heat of combustion	MJ/kg	42.87
Net heat of combustion	MJ/kg	40.52

เนื่องจากข้อมูลทางเคมีของน้ำมันเตามีความสำคัญต่อการพิจารณาอุณหภูมิจุดน้ำค้างซึ่งข้อมูลน้ำมันเตาที่พิจารณานำมาใช้อ้างอิงในการศึกษาวิจัยครั้งนี้ ได้ใช้ข้อมูลองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันเตาที่นำมาใช้เป็นข้อมูลการออกแบบการเผาไหม้ของสถานประกอบการ ซึ่งมีข้อมูลขององค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันเตาดังตารางที่ 3-5

ตารางที่ 3-5 ข้อมูลอ้างอิงคุณสมบัติทางเคมีของน้ำมันเตาที่ใช้ในการวิจัย

คุณสมบัติเชื้อเพลิง (น้ำมันเตา)	หน่วยวัด	ปริมาณ
Carbon content (C)	% wt	81.55
Hydrogen content (H)	% wt	11.55
Sulphur contentm (S)	% wt	1.05
Nitrogen content (N)	% wt	0.29
Oxygen content (O)	% wt	5.59
Ash content (Ash)	% wt	0.08

การหาอุณหภูมิจุดเดือดของน้ำมันดิบ

การตรวจวิเคราะห์หาอุณหภูมิจุดเดือดของน้ำมันดิบที่ถูกนำมากลั่นนั้น มีความจำเป็นที่ต้องทำการวิเคราะห์ด้วยการจำลองการกลั่นด้วยอุปกรณ์การกลั่นจำลอง ณ ห้องปฏิบัติการทดสอบ ซึ่งตัวอย่างน้ำมันดิบที่เก็บได้ และถูกส่งไปทำการตรวจวิเคราะห์หาอุณหภูมิจุดเดือดของน้ำมันดิบนั้น ดังตารางที่ 3-6 แสดงข้อมูลการตรวจวิเคราะห์อุณหภูมิจุดเดือดของน้ำมันดิบ



ภาพที่ 3-8 การเก็บตัวอย่างน้ำมันดิบจริงจากกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ
บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

ตารางที่ 3-6 ผลการวิเคราะห์จุดเดือดน้ำมันดิบจากห้องปฏิบัติการทดสอบ

ผลทดสอบอุณหภูมิจุดเดือดน้ำมันดิบ (°C)	หน่วยวัด	ปริมาณ
<0-5	% wt	2.0
5-65	% wt	4.4
65-100	% wt	5.8
100-150	% wt	7.7
150-200	% wt	9.6
200-250	% wt	9.8
250-300	% wt	10.6
300-350	% wt	9.8
350-370	% wt	3.6
370-450	% wt	13
450-500	% wt	6.5
500-550	% wt	4.9
550-Final boiling point: FBP	% wt	12.3
Total	% wt	100

จากข้อมูลองค์ประกอบของน้ำมันดิบที่แสดงในตารางที่ 3-6 นี้จะถูกใช้เพื่อป้อนข้อมูลให้กับโปรแกรมสำเร็จรูปที่จะใช้ในการหาคุณสมบัติทางความร้อนต่าง ๆ ของน้ำมันดิบ ซึ่งผลของการวิเคราะห์ข้อมูลของโปรแกรมสำเร็จรูปของน้ำมันดิบ ได้แสดงรายละเอียดข้อมูลผลลัพธ์ในภาพภาคผนวก ก-6

5. การศึกษาข้อมูลอุปกรณ์เตากลั่นน้ำมัน และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาอุปกรณ์ที่อยู่ภายใต้ขอบเขตของการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ ให้ความสำคัญที่เตากลั่นน้ำมันเป็นสำคัญ โดยมุ่งเน้นในอุปกรณ์ที่อยู่ภายใต้ขอบเขตงานวิจัย ซึ่งหมายความรวมถึงอุปกรณ์ที่อาจส่งผลกระทบต่องานศึกษาวิจัยในครั้งนี้ด้วย กล่าวคือ ในการศึกษาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น จะส่งผลกระทบต่ออุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบ โดยที่ผู้ศึกษาวิจัยควรให้ความสนใจต่ออุปกรณ์เหล่านี้ด้วย ซึ่งจะส่งผลให้การประเมินผลกระทบที่เกิดขึ้นอย่างถูกต้องครบถ้วน ดังนั้นกลุ่มของอุปกรณ์ถูกนำมาพิจารณาและศึกษาในครั้งนี้มีดังต่อไปนี้

5.1 ห้องเผาไหม้หลัก (Radiant section)

ห้องเผาไหม้หลักของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบนี้ เป็นห้องเผาไหม้ทรงกระบอก มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางรอบนอก 7,674 มิลลิเมตร สูง 20,298 มิลลิเมตร ภายในมีผนังปูนทนไฟหนา 127 มิลลิเมตร ฉาบผิวอยู่โดยรอบ ถัดออกมามีท่อน้ำมันดิบขนาด 6 นิ้ว ถูกจัดวางในแนวตั้ง โดยถูกแบ่งออกเป็น 4 ชุด แต่ละชุดมีจำนวน 18 ท่อ รวมทั้งสิ้น 72 ท่อ ภายในมีของไหลอยู่ภายในท่อ คือน้ำมันดิบที่ถูกส่งต่อมาจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank) ก่อนจะถูกส่งออกจากห้องเผาไหม้ ไปสู่หอกลั่นแยกในกระบวนการกลั่นแยกในหอกลั่นในลำดับต่อไป



(ก)



(ข)

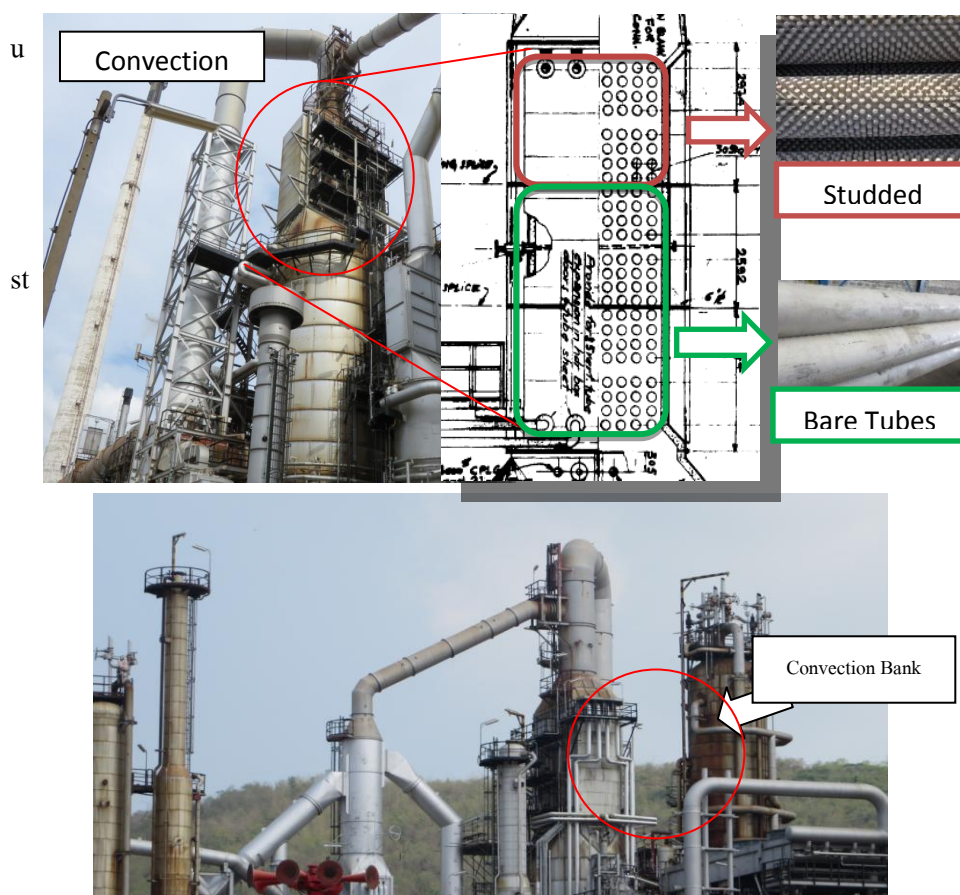
ภาพที่ 3-9 ตัวอย่างภายในห้องเผาไหม้หลัก บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

พื้นที่ด้านล่างของห้องเผาไหม้ประกอบด้วยหัวเผาไหม้จำนวน 8 ชุด จัดเรียงแบบทรงกลม มีอัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิงอยู่ที่ 100 ตัน เชื้อเพลิงเทียบเท่า และมีการใช้พัดลมอัดอากาศเพื่อใช้ในการเผาไหม้ โดยอากาศที่ใช้นั้นมีการอุ่นอากาศให้ร้อนด้วยอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยก๊าซไอเสียปล่อยทิ้ง ทำให้ได้อุณหภูมิสูงราว 257°C ก่อนเกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีประสิทธิภาพขึ้น ส่วนก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากห้องเผาไหม้ทั้งหมดจะถูกส่งผ่านไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนที่ติดตั้งอยู่ส่วนบนของห้องเผาไหม้ ซึ่งจะกล่าวถึงในลำดับถัดไป

5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank)

ภายหลังจากแหล่งพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ก๊าซเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้แล้วนั้น ก๊าซไอเสียจะไหลผ่านไปสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนที่มีการติดตั้งอยู่ส่วนบนของห้องเผาไหม้ เมื่อก๊าซไอเสียเคลื่อนที่ผ่านจะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนให้กับของไหล ในที่นี้ คือน้ำมันดิบ ซึ่งกำลังเคลื่อนที่อยู่ภายในท่อน้ำมัน ที่มีการวางซ้อนกันเป็น

ชั้น ๆ ขวางทางการไหลของก๊าซไอเสีย โดยน้ำมันดิบจะเคลื่อนที่สวนทางกับก๊าซไอเสีย (Cross flows) ในขณะที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้มีลักษณะเป็นกล่องโลหะขนาดใหญ่ที่มีผนังปูนทนไฟที่ทำหน้าที่เป็นฉนวนความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียผ่านทางผนังโลหะ อีกทั้งยังเป็นผนังปูนที่ทำหน้าที่บังคับทิศทางการไหลของก๊าซไอเสียอีกทางหนึ่ง ภายหลังจากการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ ก๊าซไอเสียจะมีอุณหภูมิลดต่ำลง ในขณะที่น้ำมันดิบจะมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น โดยสถานะของน้ำมันดิบจะมีคุณสมบัติทางความร้อนและความดันไอเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิที่ถูกถ่ายเทความร้อนให้ และจะถูกส่งต่อไปสู่ห้องเผาไหม้เพื่อรับความร้อนที่สูงขึ้นอีกตามลำดับ



ภาพที่ 3-10 อุปกรณ์ Convection bank ที่ศึกษาวิจัย บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

เมื่อพิจารณาลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนแล้ว การศึกษารายละเอียดการออกแบบอุปกรณ์ที่ใช้งานอยู่ตัวปัจจุบัน เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนท่อแบบมีแท่งรับความร้อน (Studded tube) ที่มีการจัดวางแบบตั้งตรง (In-

line) จำนวน 24 ชั้นวางขวางทิศทางการไหลขึ้นของก๊าซไอเสียจากห้องเผาไหม้ โดยในจำนวนท่อ 24 ชั้นที่วางขดไว้นั้น จะถูกแบ่งออกเป็นท่อจำนวน 4 ขด (Coil) ที่มีอัตราการไหลของน้ำมันดิบ ในอัตราที่เท่ากัน ทั้งนี้ทิศทางการไหลของน้ำมันดิบจะเป็นในลักษณะภาพรวม จะเป็นแบบไหลจาก ที่ท่อที่อยู่ทางด้านบน ไปยังท่อที่อยู่ทางด้านล่าง ซึ่งสามารถพิจารณาลักษณะการไหลได้จาก ภาพที่ 3-3 ลักษณะการไหลของน้ำมันดิบระหว่างการถ่ายเทความร้อน

เมื่อทำความเข้าใจในส่วนของลักษณะการไหลของน้ำมันดิบแล้ว ลักษณะโครงสร้าง ทางกายภาพของท่อ ขนาดของท่อ รวมถึงสิ่งต่าง ๆ ที่ถูกออกแบบไว้เดิมนั้น มีรายละเอียดดังแสดง ในตารางที่ 3-7

ตารางที่ 3-7 รายละเอียดโครงสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน

คุณลักษณะโครงสร้างอุปกรณ์ CVB.	หน่วยวัด	ข้อมูล
รูปแบบการจัดเรียงท่อ	-	In-line
ขนาดท่อของน้ำมันดิบ	นิ้ว	6
การแบ่งชุดท่อของน้ำมันดิบ	ชุด	4
จำนวนชั้นของท่อ	ชั้น	24
จำนวนท่อแบบเปลือย	ท่อ	128
- ท่อประเภท A-335 Gr. P5 (5Cr-0.5Mo)	ท่อ	16
- ท่อประเภท A-106 Gr.B (Carbon steel)	ท่อ	112
จำนวนท่อแบบแท่งรับความร้อน		
- ท่อประเภท A-106 Gr.B (Carbon steel)	ท่อ	64
ขนาดแท่งรับความร้อน		
- ความสูงของแท่งโลหะ	มม.	30
- เส้นผ่าศูนย์กลาง	มม.	12.5
- จำนวนแท่งรับความร้อนต่อรอบ	แท่ง	15
- จำนวนรอบของแท่งต่อ 1 ท่อ	รอบ	368

การศึกษาลักษณะทางโครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนถือได้ว่าเป็นส่วนสำคัญต่อการศึกษาและปรับปรุงให้มีประสิทธิภาพที่ดียิ่งขึ้น ซึ่งผู้ศึกษาวิจัยควรเข้าใจในลักษณะดังกล่าวให้ดี เพื่อให้เกิดประโยชน์และสร้างมุมมองการออกแบบที่ดีต่อการออกแบบปรับปรุงในลำดับต่อไป

5.3 อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater)

ในขอบเขตของกรณีศึกษาการปรับปรุงประสิทธิภาพเตาเผาถ่านนี้ พบว่ามีการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อให้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยการใช้ก๊าซไอเสียที่กำลังจะถูกปล่อยทิ้งมาถ่ายเทความร้อนให้ก่อนระบายออกสู่บรรยากาศผ่านปล่องระบายไอเสียที่มีความสูง 140 เมตร ซึ่งอุปกรณ์อุ่นอากาศชุดนี้ได้รับก๊าซไอเสียมาจากเตาเผาไหม้จำนวนทั้งสิ้น 4 เตา โดยที่มีอุณหภูมิและอัตราการไหลของก๊าซไอเสียที่แตกต่างกัน และเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับอากาศเรียบร้อยแล้ว จะถูกพัดลมดูดก๊าซไอเสียทำหน้าที่ผลักดันออกสู่ปล่องระบายไอเสียในที่สุด

จากกรณีศึกษาฯ ได้พบอีกว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียรวมก่อนปล่อยสู่บรรยากาศนี้ ยังคงมีศักยภาพที่จะสามารถนำพลังงานความร้อนกลับมาใช้ใหม่ได้ (Heat recovery process) แต่จะมีข้อจำกัดในเรื่องของอุณหภูมิการกัดกร่อน (Acid dewpoint corrosion) ที่อาจเกิดขึ้นได้ หากมีการลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียให้ต่ำจนเกิดจุดหยดน้ำค้างของซัลเฟอร์ (Sulphuric dewpoint) ซึ่งมีการกัดกร่อนที่รุนแรงต่อโลหะ ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์ต้องหลีกเลี่ยงการเกิดสภาวะต่าง ๆ เหล่านี้ ดังนั้นจึงได้ทำการศึกษาข้อมูลการออกแบบสำหรับอุปกรณ์อุ่นอากาศชุดนี้ เพื่อให้เกิดประโยชน์ต่อการพิจารณาผลกระทบ ซึ่งข้อมูลการออกแบบโดยสรุปดังแสดงในตารางที่ 3-8

ตารางที่ 3-8 รายละเอียดข้อมูลอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air pre-heater)

รายละเอียดข้อมูลการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ	หน่วยวัด	ข้อมูล
ข้อมูลด้านก๊าซไอเสีย (สายร้อน)		
อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้า	°C	356
อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออก	°C	≤230
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	kg/Unit-time	25.83
แรงดันสูญเสียด้านก๊าซไอเสีย	mBarg	10.8

ตารางที่ 3-8 (ต่อ)

รายละเอียดข้อมูลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ	หน่วยวัด	ข้อมูล
ข้อมูลด้านอากาศสำหรับเผาไหม้ (สายเย็น)		
อุณหภูมิอากาศขาเข้า	°C	28
อุณหภูมิอากาศขาออก	°C	271
อัตราการไหลอากาศ	kg/Unit-time	14.51
แรงดันสูญเสียด้านอากาศ	mBarg	15.2
ขนาดพิกัดการถ่ายเทความร้อน	kW	3,640
พื้นที่การถ่ายเทความร้อน	ตารางเมตร	1,050

5.4 หัวเผาไหม้ (Burner)

การเผาไหม้ก๊าซเชื้อเพลิง หรือน้ำมันเตาที่เป็นเชื้อเพลิงเหลว มีความจำเป็นต้องอาศัยอุปกรณ์หัวเผาไหม้ (Burner) ซึ่งทำหน้าที่ในการนำพาอากาศที่ถูกส่งผ่านมาจากพัดลมอัดอากาศ ผ่านไปยังบริเวณหัวเผาไหม้ และในขณะเดียวกันหัวเผาไหม้นี้จะมีการติดตั้งท่อฉีดพ่นก๊าซเชื้อเพลิง หรือน้ำมันเตา ซึ่งเชื้อเพลิงทั้งสองประเภทนี้จะต้องมีลักษณะที่ถูกทำให้กลายเป็นไอเชื้อเพลิง เรียบร้อยแล้วเท่านั้นก่อนจะถูกพ่นผ่านรูฉีดแต่ละประเภท ซึ่งเมื่อทำการฉีดเชื้อเพลิงออกมาด้วยแรงดันสูง จะทำให้เกิดการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศป้อนเป็นอย่างดี ทำให้การลุกไหม้เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องและสมบูรณ์ โดยสัดส่วนของเชื้อเพลิงต่อปริมาณอากาศจะผ่านการคำนวณด้วยระบบควบคุมการเผาไหม้ตลอดเวลา เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพ



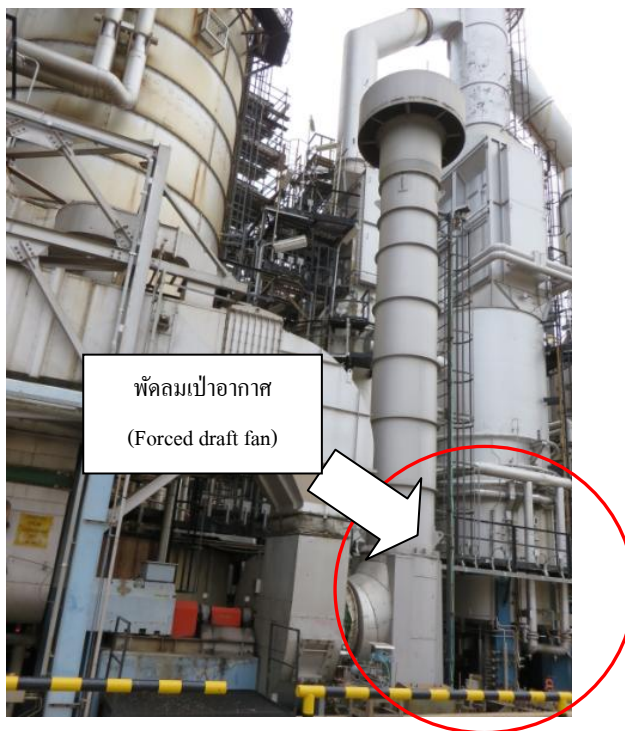
ภาพที่ 3-11 ภาพจริงแสดงการทำงานของหัวเผาไหม้ภายในเตากลั่นน้ำมันดิบ
บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

จากภาพประกอบที่ 3-11 แสดงแหล่งพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบนี้ ที่เกิดขึ้นจากหัวเผาไหม้และกระบวนการเผาไหม้ ต่อไปจากนี้จะทำให้เกิดการเริ่มต้นการถ่ายเทความร้อนขึ้นจากจุดกำเนิดการลุกไหม้จนกระทั่งเผาไหม้เสร็จสมบูรณ์กลายเป็นก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงมาก และเป็นแหล่งพลังงานที่พร้อมจะถ่ายเทความร้อนให้กับส่วนต่าง ๆ ของเตาเผาไหม้ จนกระทั่งก๊าซไอเสียนั้นมีอุณหภูมิต่ำลงเรื่อย ๆ จนไม่สามารถนำพลังงานกลับมาใช้ได้อีกแล้ว จึงระบายทิ้งออกสู่บรรยากาศผ่านพัดลมดูดก๊าซไอเสียและปล่องระบายควันต่อไป

ปัจจัยที่ต้องทำการศึกษากิจการหนึ่ง คือ อัตราการเกิดพลังงานความร้อนของหัวเผาไหม้ ซึ่งมีความสำคัญและจำเป็นที่ต้องทำการศึกษาค้นคว้า เนื่องจากอัตราการให้ความร้อนจากหัวเผาได้ถูกออกแบบให้เหมาะสมต่อขนาดของเตาเผาไหม้ และปริมาณการผลิตของน้ำมันดิบไว้แล้ว ซึ่งอัตราการกำเนิดพลังงานความร้อนนั้นต่อ 1 หัวเผา เท่ากับ 5,900 กิโลวัตต์ ซึ่งในส่วนของเตาเผาไหม้ได้มีการติดตั้งหัวเผาไหม้ไว้ทั้งสิ้น จำนวน 8 หัวเผา ทำให้กำลังการให้กำเนิดความร้อนทั้งสิ้น เท่ากับ 47,200 กิโลวัตต์ หรือเทียบเท่ากับการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยอัตรา 100 ตันต่อหน่วยเวลา ทั้งนี้อัตราการให้พลังงานความร้อนนั้นจะกำหนดให้มีค่าเท่ากับค่าเฉลี่ยที่เกิดขึ้นจากการตรวจวัดจริง ซึ่งข้อมูลเฉลี่ยที่ได้จากการตรวจวัดนี้จะใช้เป็นข้อมูลฐานสำหรับงานวิจัย และใช้เป็นข้อมูลการใช้พลังงานของระบบทั้งหมด โดยข้อมูลอัตราการใช้เชื้อเพลิงนี้จะกำหนดให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่เกิดจากหัวเผาไหม้นั้น มีสถานะการเผาไหม้ที่สมบูรณ์และมีประสิทธิภาพคงที่ตลอดการใช้งาน ซึ่งทำให้ไม่มีความจำเป็นต้องพิจารณาผลกระทบที่จะเกิดขึ้นต่อหัวเผาไหม้ภายใต้งานวิจัยในครั้งนี้

5.5 พัดลมเป่าอากาศ (Force draft fan: FDF)

อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ให้สมบูรณ์นั้นเป็นสิ่งสำคัญต่อเตากลั่นน้ำมัน โดยในกระบวนการเผาไหม้ในหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่ศึกษาวิจัยนี้ ได้ถูกออกแบบการเผาไหม้โดยอาศัยการอัดอากาศด้วยพัดลมเป่าอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง ซึ่งอากาศเข้าจะถูกดูดผ่านวาล์วควบคุมการไหลแบบครีปใบพัด (Vane blade) ซึ่งทำหน้าที่ในการปรับแต่งอัตราการไหลของอากาศป้อนสู่เตาเผาไหม้ โดยอาศัยระบบควบคุมการเผาไหม้ (Fuel control system) ของกระบวนการผลิตทำหน้าที่คำนวณปริมาณอากาศที่ใช้ และสั่งการเพื่อเปิดปิดวาล์วควบคุมการไหลอย่างต่อเนื่องต่อมาอากาศจะถูกพัดลมอัดอากาศนั้นถูกอัดให้อากาศมีแรงดันสูงขึ้นเพื่อให้เพียงพอต่อแรงเสียดทานการไหล และถูกส่งต่อไปยังอุปกรณ์อุ่นอากาศ เพื่อให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นก่อนจะเข้าสู่กระบวนการเผาไหม้ที่บริเวณหัวเผาไหม้ต่อไป



ภาพที่ 3-12 ภาพจริงแสดงอุปกรณ์พัดลมเป่าอากาศสู่เตากลั่นน้ำมันดิบ
บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

จากหลักการทำงานที่ได้กล่าวมาจะพบว่าพัดลมอัดอากาศนั้นจะมีหน้าที่ส่งผ่านอากาศให้ไหลผ่านอุปกรณ์อุ่นอากาศเข้าสู่เตาเผาไหม้เท่านั้น แต่จะพบว่าอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เสมือนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับก๊าซไอเสีย จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปด้วย โดยเมื่อพิจารณาแล้วพบว่าอุณหภูมิอากาศภายหลังจากออกแบบอุปกรณ์ชุดใหม่แล้วนั้น จะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศนี้มีภาชนะน้อยลง ซึ่งจำเป็นต้องพิจารณาและศึกษาศักยภาพของอุปกรณ์ที่อาจจะเกิดผลกระทบขึ้นได้ในภายหลัง ซึ่งจากการศึกษาข้อมูลของพัดลมอัดอากาศจากข้อมูลการออกแบบเดิมพบข้อมูลดังตารางที่ 3-9

ตารางที่ 3-9 รายละเอียดข้อมูลของพัดลมอัดอากาศ (Force draft fan)

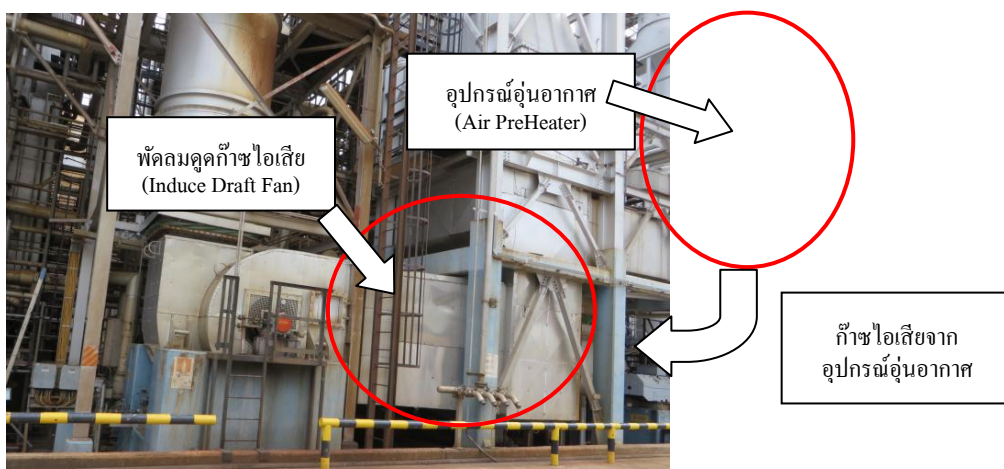
รายละเอียดข้อมูลพัดลมอัดอากาศ	หน่วยวัด	กรณีปกติ	กรณีออกแบบ
ข้อมูลสำหรับพัดลมอัดอากาศ			
อุณหภูมิอากาศขาเข้า	°C	17 - 34	17 - 34
อัตราการไหลอากาศป้อน	kg/Unit-time	14.51	18.14

ตารางที่ 3-9 (ต่อ)

รายละเอียดข้อมูลพัดลมอัดอากาศ	หน่วยวัด	กรณีปกติ	กรณีออกแบบ
อัตราการไหลอากาศป้อน	dm ³ /unit-time	12.7	16.1
แรงดันอากาศขาเข้า	mmH ₂ O	(-)54	(-)85
แรงดันอากาศขาออก	mmH ₂ O	285	530
อุณหภูมิทำงานสูงสุดที่ยอมรับได้	°C		40
กำลังงานของพัดลม	kW		117
ความชื้นสัมพัทธ์สูงสุด	% RH	95	95
ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำสุด	% RH	60	60

5.6 พัดลมดูดก๊าซไอเสีย (Induce draft fan)

จากข้อมูลการศึกษาของอุปกรณ์ร่วมของเตาเผาไหม้ พัดลมดูดก๊าซไอเสียเป็นอุปกรณ์สำคัญต่อระบบ เนื่องจากต้องทำหน้าที่ในการระบายก๊าซไอเสียออกจากระบบอย่างต่อเนื่อง เพื่อให้การเผาไหม้ในเตาเผามีความราบรื่น และไม่ส่งผลกระทบต่อระบบการเผาไหม้ ซึ่งพัดลมดูดก๊าซไอเสียนี้จะมีอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ควบคุมระดับแรงดันในห้องเผาไหม้ และคอยส่งสัญญาณไฟฟ้าเพื่อควบคุมวาล์วปรับแต่งปริมาณการดูดก๊าซไอเสียอย่างต่อเนื่อง โดยวาล์วจะถูกติดตั้งที่ท่อดูดของก๊าซไอเสียของพัดลม ดังนั้นภาระไหลของพัดลมจะถูกควบคุม โดยใช้ค่าระดับแรงดันภายในห้องเผาไหม้เป็นตัวแปรในการปรับแต่งระดับสัญญาณ ซึ่งโดยปกติแรงดันห้องเผาไหม้จะถูกควบคุมอยู่ที่ (-) 5 mmH₂O คงที่ตลอดเวลา



ภาพที่ 3-13 อุปกรณ์พัดลมดูดก๊าซไอเสียจากเตากลั่นน้ำมันดิบ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

อย่างไรก็ตาม จากการศึกษายังพบอีกว่าภาวะไหลคของพัดลมดูดก๊าซไอเสียมีการเปลี่ยนแปลงตามอัตราการเผาไหม้ กล่าวคือ เมื่อแรงดันภายในห้องเผาไหม้ที่เปลี่ยนแปลงจากที่เดาหนึ่งเตาใดจะส่งผลกระทบต่อภาวะไหลคของพัดลมดูดก๊าซไอเสียเช่นกัน ดังนั้นการพิจารณาผลกระทบของอุปกรณ์นี้ จึงพิจารณาจากข้อมูลการออกแบบ (Designed case) ของอุปกรณ์เป็นสิ่งสำคัญ ซึ่งข้อมูลการออกแบบนี้สามารถพิจารณาจากตารางที่ 3-10

ตารางที่ 3-10 รายละเอียดพัดลมดูดอากาศ (Induce draft fan: IDF)

รายละเอียดข้อมูลพัดลมดูดก๊าซไอเสีย	หน่วยวัด	กรณีปกติ	กรณีออกแบบ
ข้อมูลด้านก๊าซไอเสีย			
อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้า	°C	230	230
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	kg/unit-time	25.83	32.29
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	dm ³ /unit-time	37.3	46.6
แรงดันก๊าซไอเสียขาเข้า	mmH ₂ O	(-)155	(-)240
แรงดันก๊าซไอเสียขาออก	mmH ₂ O	(-)25	(-)10
อุณหภูมิก๊าซไอเสียสูงสุดที่ยอมรับได้	°C		350
กำลังงานของพัดลม	kW		135
ความชื้นสัมพัทธ์สูงสุด	% RH	100	100
ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำสุด	% RH	10	10
ข้อมูลก๊าซไอเสียสำหรับออกแบบ			
อาร์กอน (Ar)	% mol	0.9	0.9
ไนโตรเจน (N ₂)	% mol	72.4	72.4
ออกซิเจน (O ₂)	% mol	1.8	1.8
คาร์บอนไดออกไซด์ (CO ₂)	% mol	13.5	13.5
ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO ₂)	% mol	0.3	0.3
ไอน้ำ (H ₂ O)	% mol	11.1	11.1

5.7 ก๊าซความร้อนร่วมในระบบ

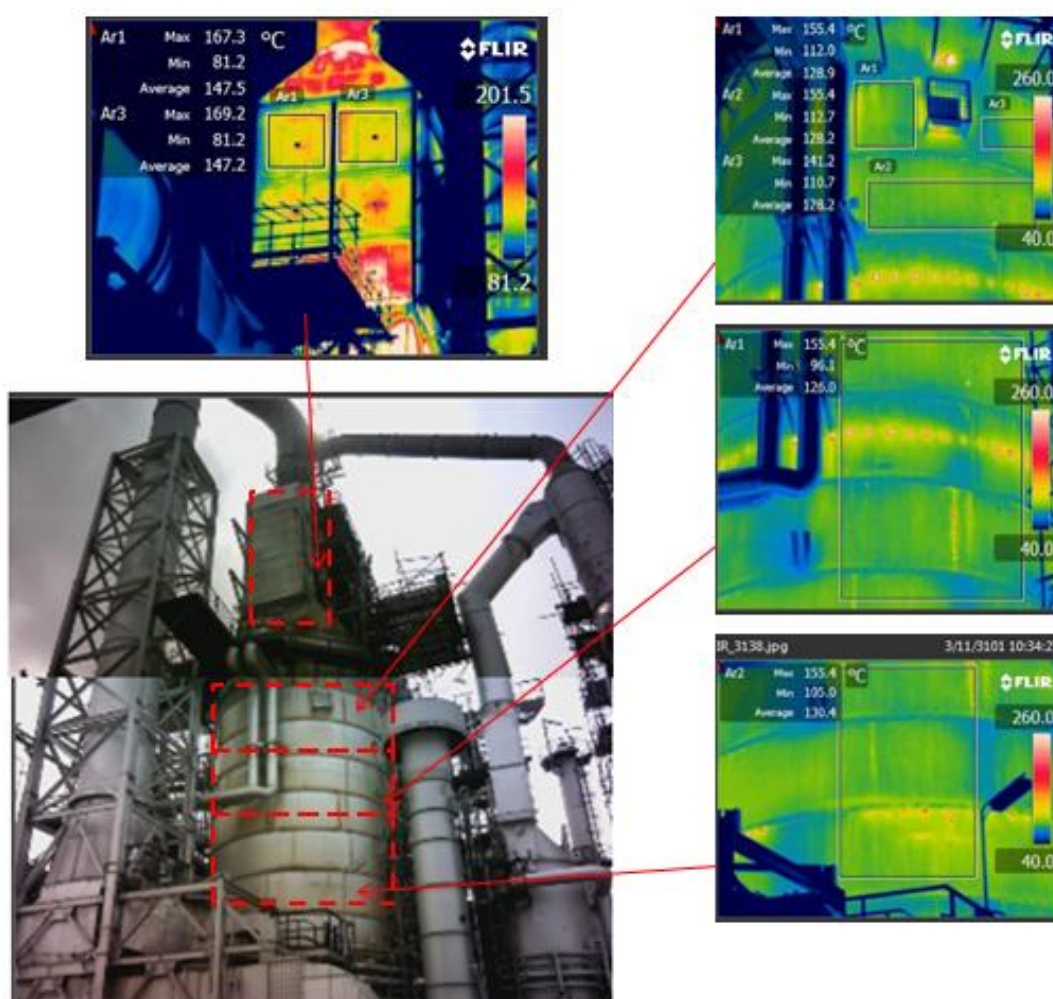
สำหรับในกรณีศึกษาออกแบบเพื่อการประหยัดพลังงานของเตาเผาไหม้ชนิดนี้ พบว่าการอาศัยการต่อท่อก๊าซไอเสียร่วมกันทั้งสิ้น 4 เตาเผา โดยเตาเผาทั้งหมดจะทำงานพร้อมกันตลอดเวลาในสภาวะการผลิตปกติ และในกรณีศึกษานี้ได้กำหนดให้ใช้การทำงานในสภาวะปกติ (ค่าเฉลี่ย) มาใช้ประกอบการพิจารณาเปรียบเทียบ ตรวจวัด และออกแบบอุปกรณ์ ซึ่งส่งผลให้อัตราการไหลของก๊าซไอเสียจาก 3 เตาเผานี้ถูกกำหนดให้อยู่นอกขอบเขตของระบบ และตัวแปรมีค่าคงที่ เพื่อให้เกิดสภาวะสมดุลทางความร้อน และเหมาะสมต่อสถานการณ์ในการตรวจวัดวิเคราะห์ข้อมูล ทั้งนี้ผลที่ได้จากการตรวจวัด และ วิเคราะห์แสดงดังตารางที่ 3-11

ตารางที่ 3-11 รายละเอียดการตรวจวัดก๊าซไอเสีย (Flue gas)

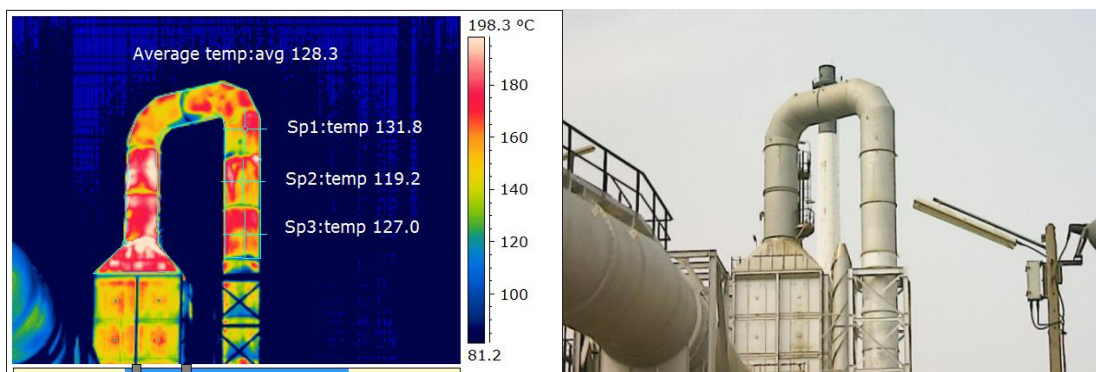
รายละเอียดข้อมูลก๊าซไอเสียร่วม	หน่วยวัด	เตาที่ 2	เตาที่ 3	เตาที่ 4
ข้อมูลก๊าซไอเสียร่วม				
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	°C	256.53	238.71	310.97
ปริมาณอากาศส่วนเกิน	% vol.	2.15	2.85	2.54
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	kg/unit-time	2.43	1.56	1.76
อัตราการไหลเชื้อเพลิงก๊าซ	kg/unit-time	0.14	0.087	0.1
แรงดันก๊าซไอเสียขาเข้า	mmH ₂ O	(-)240	(-)155	(-)240
แรงดันก๊าซไอเสียขาออก	mmH ₂ O	(-)10	(-)25	(-)10
ข้อมูลก๊าซไอเสียที่ใช้เป็นข้อมูลสำหรับออกแบบใหม่ (อ้างอิงจากข้อมูลการออกแบบเดิม)				
อาร์กอน (Ar)	% mol		0.9	
ไนโตรเจน (N ₂)	% mol		72.4	
ออกซิเจน (O ₂)	% mol		1.8	
คาร์บอนไดออกไซด์ (CO ₂)	% mol		13.5	
ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO ₂)	% mol		0.3	
ไอน้ำ (H ₂ O)	% mol		11.1	

6. การตรวจวัด และประเมินค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผาใหม่

การประเมินประสิทธิภาพเตาเผาใหม่ มีความจำเป็นที่ต้องประเมินอัตราการสูญเสียที่เกิดขึ้นผ่านผนังเตาเผาใหม่ ซึ่งสามารถใช้เป็นข้อมูลฐานสำหรับการประเมินการใช้งานอุปกรณ์ในสถานะปัจจุบัน การประเมินค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนัง (Heat loss through wall) โดยการใช้การถ่ายภาพจากกล้องความร้อน เพื่อประเมินอุณหภูมิผิวของอุปกรณ์เตาเผาใหม่ ซึ่งจะใช้วิธีการหาค่าอุณหภูมิผิวเฉลี่ยของเตาถล่มน้ำมันดิบ ใช้เป็นค่าในการประเมินค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผา ดังแสดงในภาพที่ 3-14



ภาพที่ 3-14 การตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผาใหม่เพื่อการประเมินค่าความร้อนสูญเสีย
บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)



ภาพที่ 3-15 การตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผาใหม่เพื่อการประเมินค่าความร้อนสูญเสีย
บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

การประเมินค่าพลังงานความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผาใหม่ พบว่าอุณหภูมิผิวเฉลี่ยของผนังเตาเผาใหม่ที่เกิดขึ้น ณ ปัจจุบันมีค่าสูงกว่ามาตรฐาน API-560 ที่กำหนดให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผนังเตาเผาใหม่นั้นอยู่ที่ 82°C ณ อุณหภูมิบรรยากาศ ที่ 27°C และความเร็วมผ่านผนัง เท่ากับ 0 เมตรต่อวินาที (International Standard ISO 13705, 2012) โดยคิดเป็น 2-3% ของความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผาใหม่ปกติ เพื่อให้การประเมินประสิทธิภาพเตาเผาใหม่มีความถูกต้องมากที่สุด จึงได้ทำการตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผา เพื่อใช้ในการคำนวณความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นจริง ซึ่งพบว่าจากการคำนวณความร้อนสูญเสียตามหลักการพาความร้อนด้วยแนวทางการคำนวณของ Natural convective heat transfer นั้น จึงได้สรุปข้อมูลที่ต้องใช้สำหรับการคำนวณ ดังแสดงในรายละเอียดในตารางที่ 3-12

ตารางที่ 3-12 รายละเอียดการตรวจวัดอุณหภูมิผนังเตาเผาใหม่

รายละเอียดข้อมูลจุดตรวจวัด	หน่วยวัด	ค่าการตรวจวัด (°C)	พื้นที่ผนัง (m ²)	ความร้อนสูญเสีย (kW)
ข้อมูลการตรวจวัดอุณหภูมิผิวโลหะ				
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังห้องเผาใหม่	°C	128	536.31	1,354
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังอุปกรณ์ CVB	°C	147	153.34	460
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังท่อก๊าซไอเสีย	°C	128	206.16	521
รวม	-	-	895.8	2,335

จากสมการการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อน (Natural convective heat transfer) ได้ถูกนำมาใช้เป็นแนวทางในการประเมินค่าความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผาใหม่ ซึ่งวัสดุทั้งหมดที่นำมาใช้เป็นผนังเตาเผาใหม่และโครงสร้างต่าง ๆ ได้แก่ Carbon steel (CS) จึงได้แสดงวิธีการคำนวณหาความร้อนสูญเสีย ดังสมการที่ 3-1 ใช้ในการคำนวณดังต่อไปนี้

$$Q_{Conv} = hA(T_s - T_f) \quad (3-1)$$

กำหนดให้

พื้นที่ผิวของผนังเตาเผาใหม่ (A) = 536.31 ตารางเมตร

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนวัตถุ (h) = 25 W/m².°C

อุณหภูมิผิวของโลหะ (T_s) = 128°C

อุณหภูมิอากาศรอบผนังเตา (T_f) = 27°C

ดังนั้น

$$\begin{aligned} Q_{conv} &= 25 \times 536.31 \times (128-27) \\ &= 1,354,182 \text{ Watt} \\ &= 1,354 \text{ kW} \end{aligned}$$

รายละเอียดการคำนวณในส่วนอื่น ๆ ได้แสดงรายละเอียดในภาพภาคผนวก ข-1

ผลการคำนวณเพื่อประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผาใหม่ พบว่าอุณหภูมิผนังเตาเผาใหม่นี้ มีระดับอุณหภูมิที่อ่านได้จากการตรวจวัดนั้นสูงกว่ามาตรฐานกำหนดที่ 82°C อยู่มาก อันเนื่องมาจากอายุการใช้งานของฉนวนความร้อน ส่งผลให้ปริมาณความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นจริงคิดเป็นสัดส่วนราว 5% ซึ่งสูงกว่ามาตรฐานที่กำหนดไว้ที่ 2-3% ดังนั้นจึงกำหนดให้ปริมาณความร้อนสูญเสียในสภาวะปัจจุบันมีค่าเท่ากับ 5.3% และคงที่ตลอดการประเมินผลก่อนและหลังการปรับปรุง

7. การศึกษาอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

เมื่อได้มีการศึกษาปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อนให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น ย่อมทำให้เกิดการลดลงของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย สิ่งที่ทำการศึกษาวิจัยต้องพิจารณา คือ ประเภทของการใช้เชื้อเพลิงของระบบ และที่สำคัญอย่างยิ่ง คือ อุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO₂) ซึ่งเมื่อมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีส่วนประกอบของกำมะถันจะทำให้เกิดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ปะปนอยู่ในก๊าซไอเสีย และเมื่อก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิต่ำลงเกินกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO₂) จะทำให้มีไอกลายที่จะทำให้เกิดการรวมตัวกับไอน้ำอิ่มตัว (H₂O Saturated vapor) แล้วเกิดการควบแน่นกลายเป็นกรดซัลฟูริก (H₂SO₄) ที่มีฤทธิ์กัดกร่อนรุนแรงต่อ

โลหะ ดังนั้นจากการตรวจวัดและวิเคราะห์การใช้เชื้อเพลิงของเตาเผาใหม่ พบว่ามีการใช้น้ำมันเตาเป็นส่วนประกอบการเผาไหม้ ซึ่งมีค่ากำมะถันในเชื้อเพลิงอยู่ที่ 1.76% ของน้ำหนักมวลเชื้อเพลิง (%wt) และมีการใช้ก๊าซเชื้อเพลิงด้วยซึ่งผลจากการตรวจวิเคราะห์ก๊าซเชื้อเพลิงจะพบว่า ส่วนประกอบของกำมะถันน้อยมาก คือ มีเพียง 50 ส่วนในล้านส่วนปริมาตร เมื่อเทียบกับปริมาณกำมะถันในเชื้อเพลิงของน้ำมันเตา ดังนั้นการศึกษาในครั้งนี้จะพิจารณาอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่ค่าเฉลี่ยการตรวจวัดจริงเป็นข้อมูลฐานในการออกแบบ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการคำนวณด้วยการสมดุลทางเคมี จะได้ข้อมูลเพื่อใช้ในการคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ดังแสดงในตารางที่ 3-13

ตารางที่ 3-13 ข้อมูลที่ใช้เพื่อการคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

รายละเอียดข้อมูล	หน่วยวัด	ปัจจุบัน
ข้อมูลก๊าซไอเสียที่ใช้ในการคำนวณ		
อัตราการไหลของก๊าซเชื้อเพลิง	Ton/ unit-time	67.21
อัตราการไหลของน้ำมันเตา	Ton/ unit-time	51.81
ปริมาณความเข้มข้นของก๊าซไฮโดรเจนซัลไฟด์ (H ₂ S) ในก๊าซเชื้อเพลิง	ส่วนในล้านส่วน (ppm)	50
ปริมาณความเข้มข้นของกำมะถันในน้ำมันเตาที่ใช้	% wt	1.76
ปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO ₂)	% vol.	10.86
ปริมาณไอน้ำในก๊าซไอเสีย (H ₂ O, Vapour)	% vol.	48.28
ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสีย (O ₂)	% vol.	1.76
ปริมาณก๊าซไนโตรเจนในก๊าซไอเสีย (N ₂)	% vol.	39.08
ปริมาณก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซไอเสีย (SO ₂)	% vol.	0.025

จากทฤษฎีของ A. K. Okkes ได้ให้นิยามของการคำนวณของอุณหภูมิจุดน้ำค้างของซัลเฟอร์ไดออกไซด์กับไอน้ำที่เกิดขึ้นในระบบการเผาไหม้ไว้ดังแสดงในสมการที่ 3-2-สมการที่ 3-6

แทนค่าสมการ

$$\text{กำหนดให้ Equilibrium temperature } T = \frac{1000 + 273.15}{1000} = 1.273$$

แทนค่า T ในสมการ KP

$$KP = \exp \left[\left(\frac{12.2}{T} \right) \times (1 - 0.942T) + (0.0702T^2) - (0.0108T \times \ln(1000 \times T)) - \left(\frac{0.0031}{T} \right) \right] \quad (3-2)$$

จะได้ $KP = 0.1698$

จากข้อมูลการคำนวณองค์ประกอบก๊าซเชื้อเพลิงดังแสดงในตารางที่ 3-13 เพื่อใช้
คำนวณหาสัดส่วนแรงดัน ณ แรงดันบรรยากาศ ได้ว่า

$$\begin{aligned} p_{H_2O} &= \frac{\text{Vol. fraction}}{100} \times 1 \cdot \text{ATM} = \frac{48.28}{100} \times 1 \cdot \text{ATM} = 0.4827 \text{ ATM} \\ p_{O_2} &= \frac{\text{Vol. fraction}}{100} \times 1 \cdot \text{ATM} = \frac{1.76}{100} \times 1 \cdot \text{ATM} = 0.01785 \text{ ATM} \\ p_{SO_2} &= \frac{\text{Vol. fraction}}{100} \times 1 \cdot \text{ATM} = \frac{0.025}{100} \times 1 \cdot \text{ATM} = 0.0002478 \text{ ATM} \end{aligned} \quad (3-3)$$

แทนค่าในสมการหาค่า p_{SO_3}

$$\begin{aligned} p_{SO_3} &= KP \times p_{SO_2} \times p_{O_2}^{0.5} \\ p_{SO_3} &= 0.1698 \times 0.0002478 \times 0.01785^{0.5} \\ &= 5.5793 \times 10^{-6} \text{ ATM} \end{aligned} \quad (3-4)$$

แทนค่า p_{SO_3} ในสมการของ A. K. Okkes เพื่อหาค่า T_{dw}

$$T_{dw} = 203.25 + 27.6 \log_{10} p_{H_2O} + 10.83 \log_{10} p_{SO_3} + 1.06(\log_{10} p_{SO_3} + 8)^{2.19} \quad (3-5)$$

$$T_{dw} = 203.25 + 27.6 \log_{10}(0.048) + 10.83 \log_{10}(5.5793 \times 10^{-6}) + 1.06(\log_{10}(5.5793 \times 10^{-6}) + 8)^{2.19}$$

$T_{dw} = 147.32 \text{ } ^\circ\text{C}$ จากทฤษฎีของ A. K. Okkes

เพื่อทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้าง จึงขอทำการคำนวณเปรียบเทียบ
โดยทฤษฎีของ F. H. Verhoff and J. T. Banchemo โดยใช้ค่าสัดส่วน p_{SO_3} ของ A. K. Okkes ใน
การพิสูจน์ค่า อุณหภูมิจุดน้ำค้าง ในสมการที่ 3-6 ณ สภาวะแรงดันที่ 760 mmHg จะได้ว่า

$$\begin{aligned} p_{H_2O} &= \frac{\text{Vol. fraction}}{100} \times 760 \cdot \text{mmHg} = \frac{48.28}{100} \times 760 \text{ mm.Hg} = 366.9 \text{ mm.Hg} \\ \frac{\text{Vol. fraction}}{100} \times 760 \cdot \text{mmHg} &= \frac{5.579 \times 10^{-4}}{100} \times 760 \text{ mm.Hg} = 0.00424 \text{ mm.Hg} \end{aligned} \quad (3-6)$$

แทนค่าสัดส่วนแรงดัน ในสมการที่ 3-7

$$T_{dw} = \frac{1000}{(2.276 - 0.02943 \ln pH_2O - 0.0858 \ln pSO_3 + 0.0062 \ln pH_2O \times \ln pSO_3) - 273.15} \quad (3-7)$$

$$T_{dw} = \frac{1000}{(2.276 - 0.02943 \ln(366.9) - 0.0858 \ln(0.00424) + 0.0062 \ln(366.9) \times \ln(0.00424)) - 273.15}$$

$T_{dw} = 148.62 \text{ }^{\circ}\text{C}$ จากทฤษฎีของ F. H. Verhoff and J. T. Banchemo

ดังนั้นเมื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ของสองวิธีจะได้ว่า

A.K. Okkes' method

$$T_{dw} = 147.32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

F. H. Verhoff and J. T. Banchemo

$$T_{dw} = 148.62 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

โดยเมื่อพิจารณาถึงอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกสู่บรรยากาศนั้นยังมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างอยู่มาก ซึ่งจากการประเมินค่าเป้าหมายของการลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียนั้นอยู่ที่ 230°C นั้นจะยังคงมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างอยู่ 82°C ในขณะที่ ROGER Newnham ได้กล่าวถึงค่าเบี่ยงเบนของอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่ปลอดภัยของอุปกรณ์ ต้องสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างอย่างน้อย $15\text{-}20^{\circ}\text{C}$ จึงทำให้ค่าเป้าหมายการออกแบบอุณหภูมิไอเสียที่ปลอดภัยต่อการเกิดการกัดกร่อนจากการควบแน่นของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์กับอุปกรณ์โลหะที่ก๊าซไอเสียไหลผ่านอยู่ที่ $148.62 + 20^{\circ}\text{C}$ ซึ่งคือ 168.62°C ทั้งนี้เพื่อป้องกันการเกิดผลเสียต่ออุปกรณ์อื่น ๆ อันเนื่องมาจากอุณหภูมิก๊าซไอเสียมีค่าต่ำเกินไปได้

8. การประเมินศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน และการกำหนดเป้าหมายการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์

ระบบที่ทำการศึกษาวิจัยนี้ แสดงให้เห็นว่าการปรับปรุงอุปกรณ์ทั้งสองนี้สามารถก่อให้เกิดผลการอนุรักษ์พลังงานได้ทั้งสองอุปกรณ์ คือ

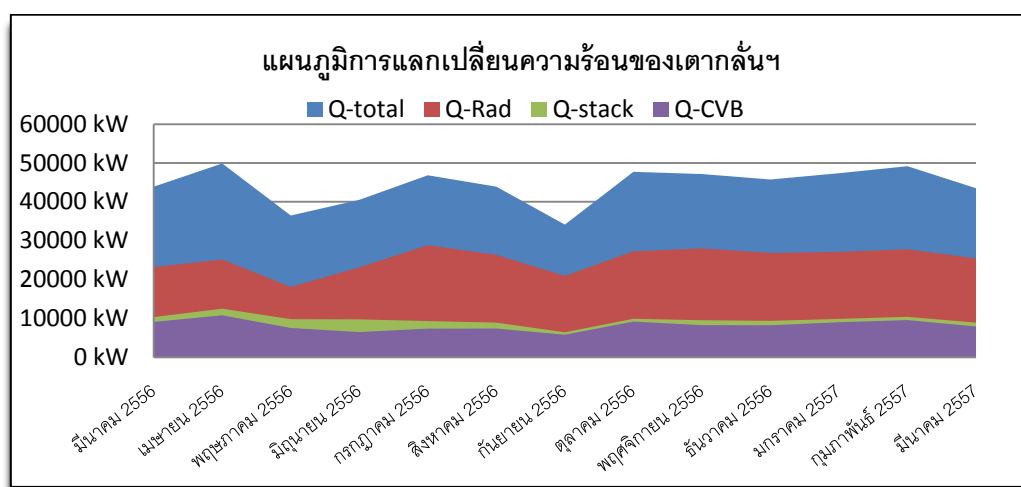
1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน Convection bank
2. อุปกรณ์อุ่นอากาศ Air preheater

แต่เนื่องจากมีความสัมพันธ์กันระหว่างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้งสองอุปกรณ์ ดังนั้นการประเมินศักยภาพการอนุรักษ์พลังงานก่อนการกำหนดเป้าหมายการออกแบบจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งต่อการศึกษาวิจัย ดังนั้นข้อมูลที่สำคัญต่าง ๆ ทางด้านความร้อน และการสูญเสีย ได้นำมาพิจารณาเพื่อเก็บรวบรวมข้อมูล และใช้เป็นข้อมูลฐานสำหรับการดำเนินงานวิจัย ซึ่งได้มุ่งเน้นที่จะประเมินศักยภาพสภาวะแวดล้อมก่อนการปรับปรุงในอุปกรณ์ทั้งหมด 3 ส่วนดังต่อไปนี้

8.1 การประเมินศักยภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน

CVB

จากการเก็บรวบรวมข้อมูลย้อนหลังของกระบวนการผลิต ณ สถานะจริง ในระยะเวลา 1 ปี เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการวิเคราะห์ การคำนวณเปรียบเทียบและประเมินศักยภาพทางการอนุรักษ์พลังงาน จะทำให้ทราบถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเตาเผาที่เกิดขึ้นจริงและอัตราการใช้พลังงานความร้อนในอุปกรณ์แต่ละส่วนที่มีประสิทธิภาพที่แตกต่างกัน จากข้อมูลที่ได้ทำการเก็บรวบรวมและคำนวณเปรียบเทียบในครั้งนี้ สามารถแสดงภาพรวมการถ่ายเทพลังงานความร้อนภายในเตากลั่นน้ำมันดิบ ได้ แสดงภาพรวมที่เกิดขึ้นจริงดังภาพที่ 3-16



ภาพที่ 3-16 ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนในแต่ละส่วนของเตากลั่น ฯ ที่ศึกษาวิจัย

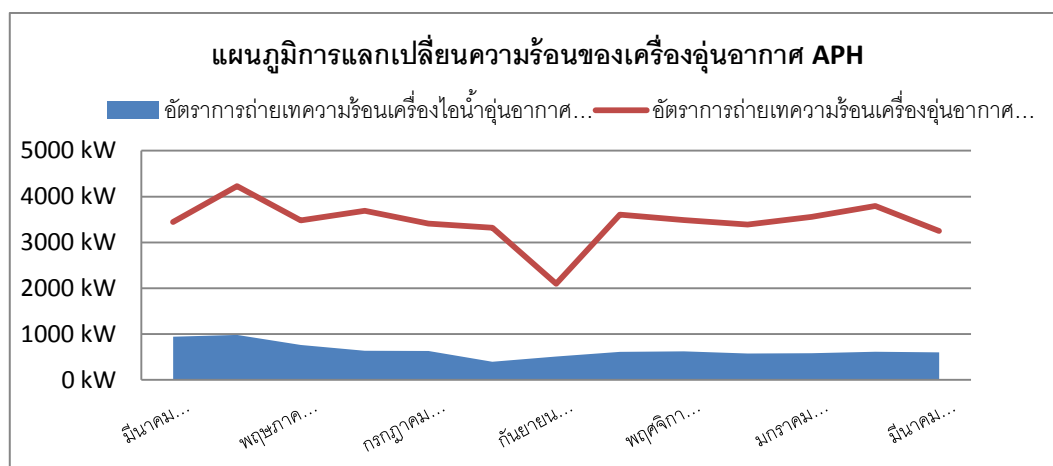
จากการประเมินศักยภาพการใช้พลังงานนั้น พบว่ามีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ด้วยศักยภาพอย่างแท้จริง เนื่องจากพบว่าการถ่ายเทความร้อนที่ Convection bank นั้นมีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ที่ 18.4% ในขณะที่ Roger Newnham ได้กล่าวว่าสามารถทำการออกแบบให้เกิดการถ่ายเทได้สูงถึง 40% ทั้งนี้สังเกตได้จากอุณหภูมิรวมของก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิน้ำมันดิบสายเย็นสูงถึง 220.72°C คิดเป็นพลังงานสูญเสียซึ่งสูงถึง 9,322 กิโลวัตต์ หรือคิดเป็นอัตราการใช้เชื้อเพลิงเท่ากับ 19.88 ตัน เชื้อเพลิงเทียบเท่า (TOE) ซึ่งจากการประเมินพบว่าการปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ มีศักยภาพที่ก่อให้เกิดการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงได้ และได้ทำการกำหนดเป้าหมายการอนุรักษ์พลังงานไปในทางที่ดีขึ้นอีก

เมื่อใช้หลักเกณฑ์ของ Pinch approach analysis method ในการกำหนดค่าเป้าหมายการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ชุดนี้ โดยกำหนดให้ Pinch temperature

ระหว่างน้ำมันดิบขาเข้า (สายเย็น) กับก๊าซไอเสีย (สายร้อน) มีความแตกต่างกันที่ 50°C ซึ่งจะส่งผลให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียเฉลี่ย มีเป้าหมายลดลงจาก 458°C ไปอยู่ที่ราว 290°C ภายหลังจากปรับปรุงผลที่คาดว่าจะเกิดขึ้นจากการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นนี้ ส่งผลให้น้ำมันดิบขาออกนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น และช่วยลดอัตราการใช้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ลง อีกทั้งยังส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air preheater) มีอุณหภูมิต่ำลง ซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์อุ่นอากาศ รวมถึงอาจส่งผลกระทบต่อถึงข้อจำกัดของพัดลมดูดก๊าซไอเสีย หากมีอุณหภูมิก๊าซไอเสียรวมลดต่ำลง ซึ่งสิ่งต่าง ๆ เหล่านี้จะถูกประเมินภายหลังจากการคำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ออกแบบอุปกรณ์ และสร้างแบบโปรแกรมจำลองสำเร็จอีกครั้งหนึ่ง

8.2 การประเมินศักยภาพการอนุรักษ์พลังงานใน อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air preheater)

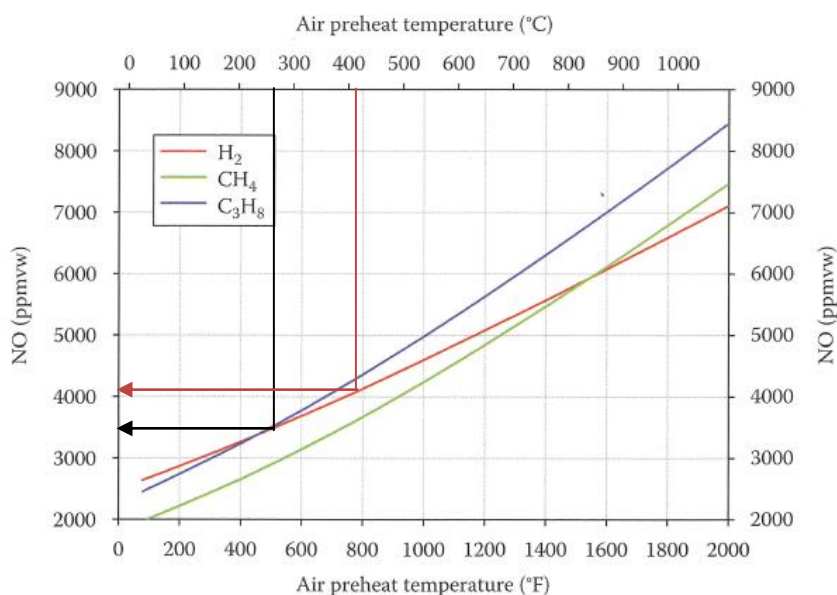
จากภาพกระบวนการผลิตที่ 3-1 แสดงให้เห็นว่าอุปกรณ์อุ่นอากาศจะมีหน้าที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้จากเตาถ่านน้ำมันจำนวน 4 เตา ถ่านด้วยกัน ซึ่งจากขอบเขตของงานวิจัย ได้กำหนดให้ก๊าซไอเสียความร้อนรวมที่เกิดขึ้นในอีก 3 เตาถ่านนั้นมีสถานะคงที่ไม่เปลี่ยนแปลง จากข้อมูลย้อนหลังของกระบวนการผลิต ณ สถานะจริง ในระยะเวลา 1 ปี ที่ใช้เป็นข้อมูลในการวิเคราะห์ในอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้น พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เกิดขึ้นนั้น มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงและใกล้เคียงกับการออกแบบ ซึ่งได้แสดงข้อมูลการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของ APH ดังภาพที่ 3-17



ภาพที่ 3-17 ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนในเครื่องอุ่นอากาศ (APH) ที่ศึกษาวิจัย

จากแผนภาพแสดงข้อมูลการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศ พบว่า การถ่ายเทความร้อนในปัจจุบันมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยอยู่ต่ำกว่าค่าการออกแบบ ที่ 3,600 กิโลวัตต์ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าภาระโหลดทางความร้อนของอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้นมีค่าสูงใกล้เคียงกับค่าการออกแบบ ซึ่งบางช่วงเวลาพบว่ามีภาระโหลดทางความร้อนสูงเกินค่าการออกแบบซึ่งจะส่งผลเสียต่อตัวอุปกรณ์ได้ ซึ่งมีความเป็นไปได้ที่จะศึกษาปรับปรุงอุปกรณ์ให้เหมาะสมต่อสภาวะโหลดที่ต้องการ และช่วยให้เกิดการอนุรักษ์พลังงานในเวลาเดียวกัน

แต่หากพิจารณาศักยภาพการปรับปรุงในอุปกรณ์อุ่นอากาศเพื่อการอนุรักษ์พลังงานนั้น โดยหน้าที่หลัก คือ การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสีย กับอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ ซึ่งเมื่อเราทำการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้นจะส่งผลให้อุณหภูมิอากาศนั้นมีค่าสูงขึ้น ซึ่งการศึกษาของ JohnZink Hamworthy Combustion Handbook, vol.1, 2013 ได้แสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิอากาศสำหรับการใช้ในการเผาไหม้ที่เพิ่มสูงขึ้นเทียบกับผลของการเกิดมลภาวะของ NOx ดังแสดงในภาพที่ 3-18 พบว่าเมื่ออุณหภูมิอากาศสูงขึ้น จะส่งผลให้เกิด NOx emission ในอัตราที่เพิ่มสูงขึ้นเช่นเดียวกัน



ภาพที่ 3-18 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิอากาศ กับ NOx emission (Charles & Baukal, 2013)

เมื่อพิจารณาการประเมินศักยภาพการปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศในครั้งนี้ สามารถกล่าวได้ว่าเมื่อทำการปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศ ด้วยวิธีการ

สมดุลพลังงาน พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ APH จะเพิ่มสูงขึ้นจากเดิม 3,784 kW เพิ่มขึ้นเป็น 6,362 kW ซึ่งเมื่อคำนวณหาอุณหภูมิอากาศใหม่จะได้ว่า

แทนค่าสมการสมดุลพลังงาน

$$q = \dot{m} \cdot Cp \cdot dT$$

กำหนดให้

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อน } (q) = 6,362 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการไหลเชิงมวลอากาศ } (\dot{m}) = 18.26 \text{ kg/sec}$$

$$\text{ความจุจำเพาะของอากาศ } (Cp) = 1.0097 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{อุณหภูมิอากาศขาเข้า APH } (T_{c_{in}}) = 65.5^\circ\text{C}$$

จะได้ว่า

$$\begin{aligned} dT &= 6,362 \text{ kW} / (18.26 \times 1.0097) + T_{c_{in}} \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 345.14 + 65.5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$T_{c_{out}} = 410.6^\circ\text{C}$$

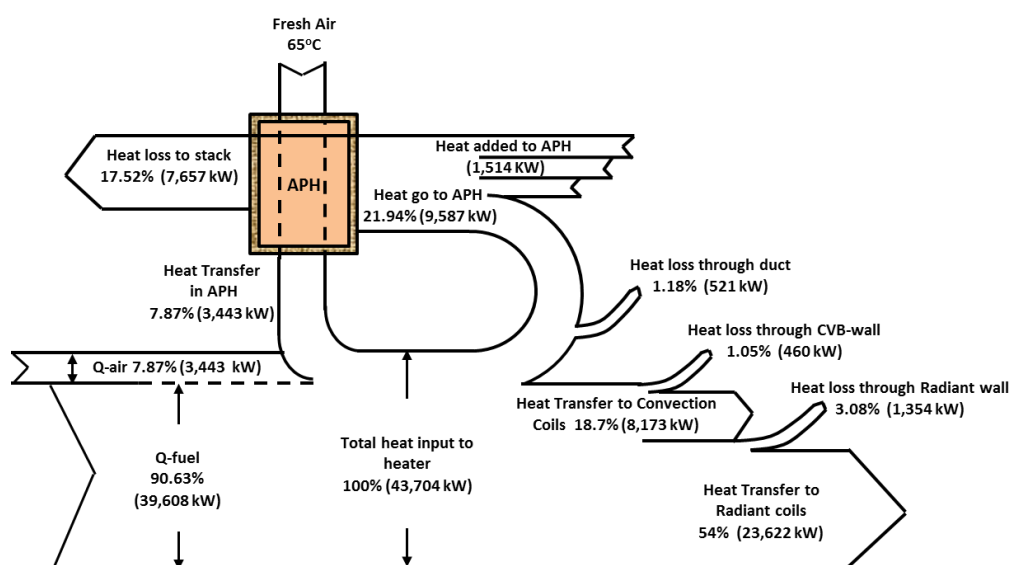
จากค่าอุณหภูมิอากาศขาออก APH ณ ปัจจุบันมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 285°C เมื่อทำการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ APH จะทำให้อุณหภูมิอากาศสูงขึ้นเป็น 410.6°C จากการคำนวณด้วยวิธีสมดุลความร้อน และเมื่อพิจารณาจากภาพกราฟที่ 3-18 จะสามารถประเมินการปลดปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนในปริมาณที่เพิ่มสูงขึ้นราว 700 ส่วนในล้านส่วนปริมาตร ซึ่งเมื่อทำการประเมินเพื่อเลือกแนวทางการปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศ แล้วจะส่งผลเสียต่อการเพิ่มปริมาณความเข้มข้นของ NOx emission ให้กับระบบเดิม ซึ่งไม่สอดคล้องกับวัตถุประสงค์ของงานวิจัยในครั้งนี้ ดังนั้นผู้ศึกษาวิจัยจึงพิจารณาไม่เลือกดำเนินการปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศ อันเนื่องมาจากเหตุผลดังกล่าว

9. เลือกและกำหนดแนวทางการปรับปรุงภายหลังการประเมินศักยภาพอุปกรณ์ทางความร้อน

จากการประเมินศักยภาพการใช้พลังงานและการปรับปรุงของอุปกรณ์ภายใต้ขอบเขตการศึกษาวิจัยในครั้งนี้พบว่าแนวทางที่สามารถทำการปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อนของเตาเผาใหม่นั้น มีแนวทางที่สามารถทำได้ ทั้งสองแนวทาง คือ การปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศ และการปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (CVB) โดยเมื่อพิจารณาถึงแผนภาพที่ 3-19 ที่ถูกนำเสนอด้วยแผนภูมิ Sanky diagram จะพบว่าเมื่อมีการปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศ จะทำให้อุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาใหม่นั้นสูงขึ้น ซึ่งมีผลกระทบต่อเกิดการเกิด NOx เพราะ

จากการสมดุลพลังงานอุณหภูมิอากาศจะต้องถูกออกแบบให้มีอุณหภูมิอากาศสูงขึ้นอีกกว่า 100°C ทำให้เกิดผลกระทบทางลบต่อการออกแบบ เนื่องจากมลภาวะทางสิ่งแวดล้อม

ในอีกกรณีหนึ่ง เมื่อพิจารณาการออกแบบปรับปรุงที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น จะพบว่าเมื่อออกมีการปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นจะทำให้ความต้องการความร้อนในห้องเผาไหม้จะลดลง ในขณะที่เดียวกันจะส่งผลให้พลังงานความร้อนสูญเสียที่ปล่อยออกจาก CVB นั้นลดต่ำลง ซึ่งจะทำให้เกิดการลดภาระโหลดของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีภาระการทำงานที่สูงอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นเมื่อพิจารณาด้วยเหตุและผลดังที่ได้กล่าวมา การศึกษาการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนจึงเป็นอุปกรณ์ที่เหมาะสมต่อการศึกษาวิจัย เพื่อการอนุรักษ์พลังงานในครั้งนี้อย่างยิ่ง ซึ่งวิธีการคำนวณและออกแบบ จะทำการศึกษาในลำดับต่อไป



ภาพที่ 3-19 แผนภาพ Sanky diagram แสดงการสมดุลพลังงานในเตาถลุงน้ำมันดิบที่ศึกษาวิจัย

10. การกำหนดมาตรฐานการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ภายใต้ขอบเขตของมาตรฐานการออกแบบเตาถลุงน้ำมัน พบว่าในกลุ่มอุตสาหกรรมปิโตรเคมีให้การยอมรับอย่างกว้างขวางในมาตรฐานของ American petroleum institute-560, (API-560) ซึ่งเป็นมาตรฐานการออกแบบพื้นฐานสำหรับเตาถลุงน้ำมันแห่งสากล ดังนั้นในการเลือกสรรวัสดุที่จะนำมาปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น เป็นสิ่งที่ต้องอาศัยมาตรฐานดังกล่าวในการออกแบบ เพื่อให้เป็นที่ยอมรับในกลุ่มอุตสาหกรรม

ดังกล่าวนี้ ซึ่งในประเด็นของการออกแบบนี้ มุ่งเน้นที่จะปรับปรุงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น และนำมาซึ่งการลดการใช้พลังงานในเตาเผา ดังนั้นการเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนนั้น จึงต้องพิจารณาคัดสรรวัสดุท่ออย่างเหมาะสม โดยมีการเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้นด้วย

จากเงื่อนไขดังกล่าวจะพิจารณาเห็นว่าการกำหนดชนิดของวัสดุ และลักษณะของท่อครีปในการรับความร้อน มีความสำคัญต่อการออกแบบ ดังนั้นมาตรฐานการออกแบบท่อ จึงถูกกำหนดให้สอดคล้องกับมาตรฐาน API-560 ซึ่งจะส่งผลให้วัสดุท่อที่ถูกออกแบบนั้น สามารถผลิตขึ้นมาได้จริงในท้องตลาด และราคาเหมาะสมต่อการลงทุน ดังนั้นชนิดของวัสดุท่อที่มีอยู่ในมาตรฐานของ API-560 นั้น มีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 3-14

ตารางที่ 3-14 ชนิดของวัสดุท่อโลหะสำหรับเตาเผาใหม่ ตามข้อกำหนดของ API-560

ชนิดของวัสดุท่อโลหะ	Pipe specification code	Tube specification code
Carbon steel	A 53, A-106, Gr. B	A 161, A 192, A 210, Gr A-1
Carbon-0.5Mo	A 335, Gr P1	A 161, A 209, Gr T1
11/4Cr-0.5Mo	A 335, Gr P11	A 200, A 213 Gr T11
21/4Cr-1Mo	A 335, Gr P22	A 200, A 213 Gr T22
3Cr-1Mo	A 335, Gr P21	A 200, A 213 Gr T21
5Cr-0.5Mo	A 335, Gr P5	A 200, A 213 Gr T5
5Cr-0.5Mo-Si	A 335, Gr PS5b	A 213, Gr TSb
7Cr-0.5Mo	A 335, Gr P7	A 200, A213, Gr T7
9Cr-1Mo	A 335, Gr P9	A 200, A 213, Gr T9
9Cr-1Mo-V	A 335, Gr P91	A 200, A 213, Gr T91
18Cr-8Ni	A 312, A 376, TP 304 and TP 304H and TP 304L	A 312, A 271, TP 304 and TP 304H and TP 304L
16Cr-12Ni-2Mo	A 312, A 376, TP 316 and TP 316H and TP 316L	A 213, A 271, TP 316 and TP 316H and TP 316L
18Cr-13Ni-3Mo	A 312, TP 317 and TP 317L	A 213, TP 317 and TP 317L
18Cr-10Ni-Ti	A 312, A 376, TP 321 and TP 321H	A 213, A 271, TP 321 and TP 321H
18Cr-10Ni-Cb	A 312, A 376, TP 347 and TP 347H	A 213, A 271, TP 347 and TP 347H
Alloy 800H/HT*	B 407	B 407
Cast 25Cr-20Ni	A 608, Gr HK 40	-

เมื่อพิจารณาในส่วนของประเภทของวัสดุที่มีมาตรฐาน API 560 แล้วนั้น การศึกษานี้ยังพบว่าการออกแบบครีบริบความร้อนในส่วนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น มีความจำเป็นต้องศึกษาขอบเขตในการออกแบบสำหรับครีบริบเพิ่มพื้นที่รับความร้อนอีกด้วย ซึ่งภายใต้มาตรฐานของ API 560 ก็ได้กำหนดกลุ่มของวัสดุและชนิดของครีบริบโลหะเพื่อเพิ่มพื้นที่รับความร้อนให้กับอุปกรณ์ประเภทนี้ด้วย โดยที่ประเภทของการเลือกใช้วัสดุนั้น จำเป็นต้องพิจารณาถึงระดับของอุณหภูมิทำงานของวัสดุก่อนการเลือกใช้งาน ดังนั้นผู้ศึกษาวิจัยต้องทราบถึงระดับของอุณหภูมิทำงานของวัสดุที่ต้องการเลือกใช้ด้วย ทั้งนี้การพิจารณาเลือกใช้ประเภทของวัสดุ และระดับของอุณหภูมิสูงสุดที่ยอมรับได้ภายใต้มาตรฐานของ API 560 ได้กำหนดไว้ดังตารางที่ 3-15

ตารางที่ 3-15 ชนิดของวัสดุของครีบริบโลหะรับความร้อนตามมาตรฐาน API-560

ประเภทของวัสดุ	อุณหภูมิสูงสุด (°C)	
	ชนิดแท่ง	ชนิดครีบริบ
Carbon steel	510	454
5Cr-0.5Mo	593	-
11-13Cr	649	593
18Cr-8Ni	815	815
25Cr-20Ni	982	982

ในลำดับถัดมา การเพิ่มปริมาณพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นยังจำเป็นที่จะต้องถูกกำหนดให้สอดคล้องกับคุณลักษณะ และชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้งานในเตาเผาไหม้อุตสาหกรรมแต่ละประเภท ซึ่งจากการศึกษาพบว่าประเภทเชื้อเพลิงของเตาเผาใหม่นี้ มีการใช้งานเชื้อเพลิงทั้งสองประเภท กล่าวคือ มีการใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันเตา และก๊าซธรรมชาติ ภายในเตาเผาไหม้ ดังนั้นการพิจารณาเลือกชนิดและประเภทของวัสดุครีบริบความร้อน ตลอดจนความหนาของวัสดุ จำเป็นต้องพิจารณาให้สอดคล้องกับมาตรฐานที่ถูกกำหนดโดยมาตรฐาน API 560 ที่มีการยอมรับและนิยมใช้ในกลุ่มอุตสาหกรรมปิโตรเคมีสากล ซึ่งข้อมูลทางด้านเทคนิคสำหรับการออกแบบครีบริบโลหะรับความร้อน และความถี่สูงสุดที่สามารถใช้เพื่อการออกแบบให้เหมาะสมกับชนิดของเชื้อเพลิงจึงได้ถูกกำหนดไว้ดังตารางที่ 3-16

ตารางที่ 3-16 มาตรฐานขนาดและชนิดของครีบลโลหะรับความร้อนตามมาตรฐาน API-560

ชนิดเชื้อเพลิง	ชนิดแท่งโลหะ (Studded)		ชนิดครีบลโลหะ (Fins)		
	เส้นผ่าศูนย์กลาง	ความสูง	ความหนา	ความสูง	ความถี่ครีบล
	ต่ำสุด	สูงสุด	ต่ำสุด	สูงสุด	สูงสุด
	มิลลิเมตร	มิลลิเมตร	มิลลิเมตร	มิลลิเมตร	ครีบลต่อเมตร
ก๊าซเชื้อเพลิง	12.7	25.4	1.3	25.4	197
น้ำมันเตา	12.7	25.4	2.5	19.1	118

จากข้อมูลมาตรฐานการออกแบบตามข้อกำหนดของ API 560 ที่ได้ศึกษาจากข้อมูลต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น ทำให้พบว่าการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น จำเป็นต้องเข้าใจถึงข้อกำหนดต่าง ๆ ที่ถูกตั้งค่าไว้เป็นมาตรฐานสากลภายใต้เงื่อนไขและข้อกำหนดต่าง ๆ ที่เป็นกฎเกณฑ์ทางด้านวิศวกรรมศาสตร์มาจำกัดกับการออกแบบทางด้านวิศวกรรมและความปลอดภัย ดังนั้นการออกแบบเพื่อการปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนนี้จึงต้องอาศัยข้อกำหนดดังกล่าวเป็นเงื่อนไขที่สำคัญที่ใช้ในการออกแบบและคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นใหม่สำหรับงานศึกษาวิจัยในครั้งนี้

11. การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

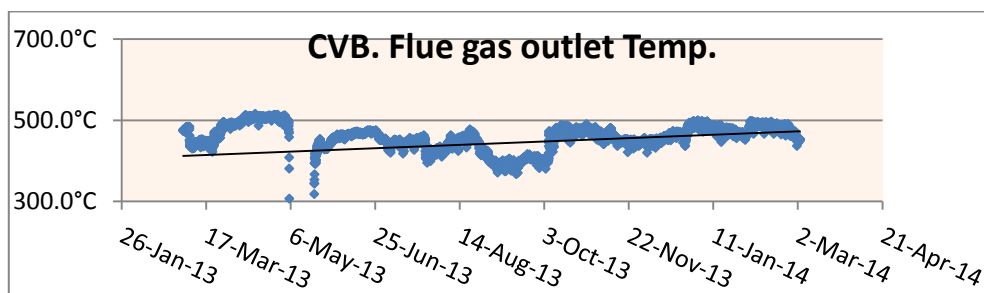
การถ่ายเทความร้อนเป็นหัวใจสำคัญของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด โดยในส่วนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank) ที่ทำการศึกษาวิจัยนี้เป็นอุปกรณ์ที่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียที่เกิดจากกระบวนการเผาไหม้ ที่มีอุณหภูมิสูงกว่า ไปสู่น้ำมันดิบที่เป็นของไหลอยู่ภายในท่อโลหะและมีอุณหภูมิต่ำกว่าก๊าซไอเสีย จึงเป็นของไหลที่ถูกถ่ายเทความร้อนให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นเป็นลำดับ ในขณะที่เดียวกันก๊าซไอเสียก็จะมีอุณหภูมิลดต่ำลงเรื่อย ๆ และไหลผ่านพื้นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชุดนี้ไปสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศต่อไป

ดังนั้นการออกแบบคำนวณการถ่ายเทความร้อนจึงอาศัยหลักการคำนวณเพื่อหาพื้นที่ในการรับความร้อนให้กับท่อโลหะ โดยจะส่งผลให้น้ำมันดิบนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นมากกว่าสภาวะปัจจุบัน และส่งผลให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียนั้นลดต่ำในเวลาเดียวกัน ในการคำนวณหาพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพของอุปกรณ์ ได้ทำการศึกษาและคำนวณด้วยวิธีการแต่ละขั้นตอนดังต่อไปนี้

11.1 สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (CVB)

จากการศึกษาพบว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ถูกปล่อยทิ้งผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยน

ความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้มีค่าพลังงานที่ก่อให้เกิดประโยชน์ (Useful energy) ที่ถูกปล่อยออกจากอุปกรณ์ ณ สติติปัจจุบันดังแสดงในภาพที่ 3-20 ซึ่งจากข้อมูลที่ได้มีค่าอยู่ที่ 400-500°C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของสายเย็นขาเข้าอยู่มากกว่าค่ามาตรฐานของ API-560 ที่กำหนดให้อยู่ในช่วง 60-160°C (API-560 standard 2012, p151)



ภาพที่ 3-20 ข้อมูลทางสถิติของอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกจาก CVB

ตารางที่ 3-17 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณการสมดุลพลังงานที่ CVB

รายละเอียดข้อมูล	หน่วยวัด	ปัจจุบัน	เป้าหมาย
ข้อมูลการคำนวณ			
อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้า CVB	°C	895.59	895.59
อุณหภูมิก๊าซไอเสียออก CVB	°C	458.36	287.64
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	kg/unit-time	25.24	
ค่าความจุความร้อนของก๊าซไอเสีย	kJ/kg.°C	1.32	
อุณหภูมิน้ำมันดิบสายเย็นขาเข้า	°C	237.64	

จากตารางข้อมูลที่ 3-17 การคำนวณสมดุลพลังงานด้านก๊าซไอเสียจากสมการที่ 3-8

$$q_{conv} = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (3-8)$$

แทนค่ากรณีปัจจุบัน

$$q_{conv} = 19.49 \times 1.32 \times (895.59 - 458.36^{\circ}\text{C}) = 11,288 \text{ kW} \quad (3-9)$$

แทนค่ากรณีเป้าหมาย

$$q_{conv} = 19.49 \times 1.32 \times (895.59 - 287.64^\circ\text{C}) = 15,696 \text{ kW} \quad (3-10)$$

จากการคำนวณการถ่ายเทความร้อนในตัวอุปกรณ์ชุดปัจจุบันพบว่าการถ่ายเทความร้อนของระบบปัจจุบัน ณ สภาวะที่ได้ทำการตรวจวัดและประเมิน อยู่ที่ 11,288 kW โดยที่ค่าเป้าหมายการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ สามารถออกแบบให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 15,696 kW โดยมีอัตราที่เพิ่มขึ้นจากปัจจุบันเท่ากับ 4,407 kW โดยให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออก (CVB) ลดต่ำลงมาอยู่ที่ 287.64°C ตามเป้าหมาย Approach temperature ที่กำหนดไว้ให้อุณหภูมิสายร้อนขาออกสูงกว่าอุณหภูมิสายเย็นขาเข้าเท่ากับ 50°C ได้

11.2 สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์อุ่นอากาศ APH

เมื่อพิจารณาอุณหภูมิก๊าซไอเสียหลังการปรับปรุงตามเป้าหมายการออกแบบที่ CVB แล้วนั้นจะส่งผลให้ก๊าซไอเสียที่ไหลเข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศ (APH) จากโปรแกรมจำลองนั้นพบว่า ก๊าซไอเสียจะมีอุณหภูมิลดต่ำลงจากเดิมที่ 485°C ลดลงเหลือที่ 287.6°C ส่งผลให้เกิดผลกระทบต่อ การถ่ายเทความร้อนในตัวอุปกรณ์อุ่นอากาศ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่ต้องทำการสมดุลพลังงานที่ อุปกรณ์อุ่นอากาศ (APH) ชุดนี้เพิ่มเติม เพื่อทำการประเมินผลกระทบที่อาจเกิดขึ้น ซึ่งสามารถ ทำการสมดุลพลังงานตามสมการที่ 3-11

แทนค่าการคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่ APH กรณีปัจจุบัน
เมื่อ

$$q_{conv} = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (3-11)$$

$$q_{APH} = 25.24 \times 1.198 \times (415.99 - 290.76^\circ\text{C}) = 3,786 \text{ kW}$$

จากสมการการหาค่า LMTD

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{(T_{hot-in} - T_{cold-out}) - (T_{hot-out} - T_{cold-in})}{\ln \frac{(T_{hot-in} - T_{cold-out})}{(T_{hot-out} - T_{cold-in})}} \right) \quad (3-12)$$

แทนค่าสมการเพื่อหาค่า LMTD

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{(415.99 - 284.92) - (290.76 - 65.49)}{\ln \frac{(415.99 - 284.92)}{(290.76 - 65.49)}} \right) \quad (3-13)$$

$$\Delta T_{LMTD} = 173.93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

จากข้อมูลของ APH ที่ใช้งานในปัจจุบันมีขนาดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนตามข้อมูลการออกแบบ เท่ากับ $A = 1,050 \text{ m}^2$

จากสมการการหาค่า Coefficient U ปัจจุบันของอุปกรณ์อุ่นอากาศ จากสมการ

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (3-14)$$

$$U = \frac{Q}{A\Delta T_{LMTD}}$$

$$U = \frac{3,663 \times 10^3}{1,050 \times 173.93}$$

$$= 20.05 \text{ W/m.K} \quad (\text{กำหนดให้ค่า Coefficient U มีค่าคงที่})$$

แทนค่าการคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่ APH กรณีหลังการปรับปรุง (กำหนดให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียออกจาก APH เท่ากับค่าการออกแบบอุปกรณ์)

$$q_{APH} = 25.24 \times 1.157 \times (287.6 - 230^\circ\text{C}) = 1,682 \text{ kW} \quad (3-15)$$

จากสมการ

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (3-16)$$

$$\text{ดังนั้น } \Delta T_{LMTD} = \frac{Q}{UA}$$

$$\text{แทนค่า } \Delta T_{LMTD} = \frac{1,682 \times 10^3}{20.05 \times 1050} = 79.89^\circ\text{C}$$

ดังนั้นหาค่าอุณหภูมิอากาศ จากสมการ LMTD

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{(T_{hot-in} - T_{cold-out}) - (T_{hot-out} - T_{cold-in})}{\ln \frac{(T_{hot-in} - T_{cold-out})}{(T_{hot-out} - T_{cold-in})}} \right) \quad (3-17)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{(287.6 - T_{cold-out}) - (205.5 - 65.49)}{\ln \frac{(287.6 - T_{cold-out})}{(205.5 - 65.49)}} \right)$$

$$T_{cold-out} = 188.66^\circ\text{C}$$

จากการใช้โปรแกรมคำนวณอุณหภูมิผสมของก๊าซไอเสียก่อนเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ จะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปดังตารางที่ 3-18

ตารางที่ 3-18 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณการสมดุลพลังงานที่ APH

รายละเอียดข้อมูล	หน่วยวัด	ปัจจุบัน	หลังปรับปรุง
ข้อมูลการคำนวณ			
อุณหภูมิก๊าซไอเสียเข้า APH	°C	415.99	287.6
อุณหภูมิก๊าซไอเสียออก APH	°C	290.76	205.5
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	kg/unit-time		25.24
อัตราการไหลอากาศสู่เตาเผาไหม้	kg/unit-time		16.56
ค่าความจุความร้อนของก๊าซไอเสีย	kJ/kg.°C	1.159	1.141
ค่าความจุความร้อนของอากาศขาออก APH	kJ/kg.°C	1.044	1.031
อุณหภูมิอากาศเข้า APH	°C		65.49
อุณหภูมิอากาศออก APH	°C	284.92	188.66

11.3 การคำนวณหาพื้นที่รับความร้อนเพิ่มเติมที่อุปกรณ์ CVB

จากการประเมินศักยภาพการอนุรักษ์พลังงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ พบว่าการออกแบบอุปกรณ์ชุดใหม่นั้นต้องทำการออกแบบเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ที่ 15,696 กิโลวัตต์ เพื่อให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ของการศึกษาวิจัยเพื่อการอนุรักษ์พลังงานในเตากลั่นน้ำมันดิบ อีกทั้งเพื่อให้เกิดการประยุกต์ใช้งานได้จริง การออกแบบจึงต้องดำเนินการเลือกใช้วัสดุ และอุปกรณ์ตามมาตรฐาน API-560 ตามที่ได้กล่าวมาแล้ว ซึ่งการเลือกใช้วัสดุท่อและพื้นที่เพิ่ม (Extended surface) สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนชุดนี้ ถือเป็นสิ่งที่ต้องพิจารณา และตั้งขอบเขตในการศึกษาออกแบบด้วยวัสดุที่แตกต่างกัน 3 ชนิด ดังนั้นเงื่อนไขการเลือกสรรวัสดุในการออกแบบนั้น ได้แสดงข้อมูลเปรียบเทียบดังตารางที่ 3-19

ตารางที่ 3-19 ชนิดของวัสดุที่ใช้กำหนดเงื่อนไขการออกแบบอุปกรณ์ตามมาตรฐาน API-560

ประเภทของวัสดุ	กรณีปัจจุบัน (tube)	กรณี ศึกษาที่ 1	กรณี ศึกษาที่ 2	กรณี ศึกษาที่ 3
วัสดุของท่อรับความร้อน				
- 5Cr-0.5Mo	16	16	16	16
- Carbon Steel	176	176	176	176
ชนิดของพื้นที่เพิ่มการรับความร้อน	แท่ง	กรีบ	กรีบ	กรีบ
Extend surface	(Studded)	(Finned)	(Finned)	(Finned)
วัสดุของโลหะเพิ่มพื้นที่การรับ ความร้อน	Carbon steel	Carbon Steel	Alloy	Alloy
ความสูงของโลหะเพิ่มพื้นที่ การรับความร้อน	25.4 mm.	19.1 mm.	19.1 mm.	19.1 mm.

เมื่อพิจารณาเงื่อนไขที่กำหนดเป็นลักษณะของวัสดุที่จะนำมาเลือกใช้สำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนแล้ว จึงต้องทำการพิจารณาเพื่อคำนวณหาพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนใหม่ ซึ่งวิธีการคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นดำเนินการด้วยขั้นตอนตามลำดับขั้นดังต่อไปนี้

จากข้อมูลฐานในการออกแบบและตรวจวัดกำหนดให้

ปริมาณอากาศส่วนเกิน = 2.6% vol

อุณหภูมิก๊าซไอเสียห้องเผาไหม้ = 895°C

อุณหภูมิก๊าซไอเสียผ่าน CVB = 287.64°C (อุณหภูมิเป้าหมาย)

ความร้อนสูญเสียผ่านผนัง = 5.3% loss (ค่าที่ได้จากการตรวจวัดปัจจุบัน)

ประสิทธิภาพเตาเผาไหม้ η = 89.13% (ค่าคำนวณเป้าหมายการออกแบบใหม่)

ค่าพลังงานที่ใช้ทั้งหมด = 48,378 kW

ค่าพลังงานที่ต้องการที่ CVB = 15,696 kW

คำนวณหาค่าการสูญเสีย Stack loss

$$= 100 - \eta - (\text{Wall loss})$$

$$= 100 - 89.13 - 5.3\%$$

$$= 5.57\%$$

คิดเป็นค่าความร้อนสูญเสีย Stack loss = 48,378 kW x 10.8%

$$\text{Stack loss} = 5,231 \text{ kW}$$

จากสมการ $Q_{\text{rad}} = Q_{\text{total}} - Q_{\text{cvb}} - Q_{\text{stack}} - Q_{\text{wall loss}}$

$$\text{แทนค่าสมการ} = 48,378 - 15,696 - 5,231 - 2,564 \text{ kW} = 24,887 \text{ kW}$$

จากการสมดุลพลังงานความร้อนเพื่อการออกแบบ CVB ใหม่ที่ต้องการ

$$Q_{\text{cvb}} = 15,969 \text{ kW}$$

ในกรณีที่ $Q_{\text{cvb}} = Q_{\text{bare tube}} + Q_{\text{finned tube}}$

กำหนดให้

จำนวนท่อรับความร้อนแบบท่อเกลี้ยง (Bare tube) มีจำนวนเท่ากับ 3 แถว: 24 ท่อ

ปริมาณ Maximum heat flux rate = 37.85 kW/m² (สำหรับเตากลั่นน้ำมันดิบ),

Directed fired heater (Newnham, 2313)

ความยาวท่อเกลี้ยงสำหรับรับความร้อน = 5.482 เมตร (ความยาวเท่ากับขนาดเดิม)

ขนาดท่อ = 6 นิ้ว (168.3 มิลลิเมตร)

ทำการคำนวณหาพื้นที่การรับความร้อน

ท่อเกลี้ยง (Bare tube) = $2\pi r \times \text{ความยาวท่อ} \times \text{จำนวนท่อ}$

$$= 2 \times 3.142 \times (0.1683/2) \times 5.482\text{m.} \times 64 \text{ ท่อ}$$

$$= 179 \text{ ตารางเมตร}$$

กำหนดให้

การถ่ายเทความร้อนที่ท่อเกลี้ยง = 2 ใน 3 ของ Maximum heat flux rate (max. =

$$37.85 \text{ kW/m}^2) = 28.39 \text{ kW/m}^2$$

ดังนั้น การถ่ายเทความร้อนที่ท่อเกลี้ยง = $28.39 \text{ kW/m}^2 \times 179 \text{ m}^2$

$Q_{\text{bare}} = 5,082 \text{ kW}$ จากสมการที่ 3-18

$$Q_{\text{fin}} = Q_{\text{total}} - Q_{\text{rad}} - Q_{\text{bare tube}} - Q_{\text{stack}} - Q_{\text{wall loss}} \quad (3-18)$$

$$= 48,378 - 24,887 - 5,082 - 5,231 - 2,564 \text{ kW}$$

$$= 10,614 \text{ kW}$$

ดังนั้นหาค่าสัดส่วนประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของ Finned ด้วยสมการที่ 3-19

$$X_{\text{fin}} = (Q_{\text{fin}} \times \text{Eff}) / Q_{\text{total}} \quad (3-19)$$

$$= (10,614 \times 0.8913) / 48,378\%$$

$$= 19.56\%$$

เมื่อพิจารณาสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่เหลือสู่ Finned ทั้งหมด

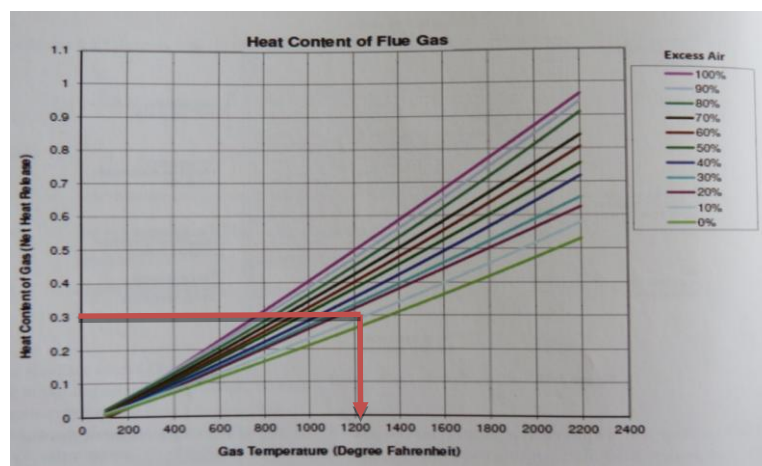
$$= \%Q_{\text{stack}} + \%X_{\text{in}}$$

$$= 10.87 + 26.57\%$$

$$= 30.42\%$$

หรือคิดเป็น = 0.3042

จากค่าที่กำหนดของปริมาณอากาศส่วนเกิน เท่ากับ 2.6% vol นำสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่ได้เทียบจากกราฟเพื่อหาค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ Finned



ภาพที่ 3-21 การหาอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่จะเข้าสู่ Finned tube ด้วยความสัมพันธ์ของ Excess oxygen และสัดส่วนของความร้อนที่เหลือผ่านสู่ Finned

จากภาพที่ 3-21 พบว่าอุณหภูมิก๊าซที่เข้าสู่ Finned tube = 1,250°F (676.67 °C)

ดังนั้น คำนวณหาค่า อุณหภูมิน้ำมันดิบขาเข้า Bare Tube จากสมการที่ 3-20

$$T_{\text{fluid@barein}} = Q_{\text{fin}} / (m \times C_p) + T_{\text{fluid @ inlet}} \quad (3-20)$$

$$= 10,614 / (80.74 \times 2.7259) + 237.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 285.87^\circ\text{C}$$

คำนวณหาค่าอุณหภูมิน้ำมันดิบขาออกจาก Bare tube จากสมการที่ 3-21

$$T_{\text{fluid@x-over}} = Q_{\text{total}} - Q_{\text{rad}} / (m \times C_p) + T_{\text{fluid @ inlet}} \quad (3-21)$$

$$= (48,379 - 24,887) / (80.74 \times 2.7259) + 237.4^\circ\text{C}$$

$$= 308.96^\circ\text{C}$$

คำนวณค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของชั้นผิวของน้ำมันดิบ (Average process film temperature: APFT) จากสมการที่ 3-22

$$\text{APFT} = (T_{\text{fluid@x-over}} + T_{\text{fluid@ bare-in}}) / 2 + 37.78^\circ\text{C} \tag{3-22}$$

$$= (308.96 + 285.87) / 2 + 37.78^\circ\text{C}$$

$$= 335.18^\circ\text{C}$$

การคำนวณเพื่อกำหนดค่า LMGT ของ Bare Tube จากสมการที่ 3-23

$$\text{LMGT} = (BWT - T_{\text{flue@bare out}}) / \ln(BWT / T_{\text{flue@bare out}}) \tag{3-23}$$

$$= (895 - 676.67) / \ln(895 / 676.67)$$

$$= 781^\circ\text{C} \text{ หรือ } 1437^\circ\text{F}$$

เมื่อได้ค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียจากสมการ นำไปหาค่า Heat flux rate ที่ห้องเผาไหม้ได้จากภาพกราฟ ที่ 3-22 ซึ่งได้ค่าเท่ากับ 2,000 btu/ft².hr หรือเท่ากับ 6.31 kW/m².sec

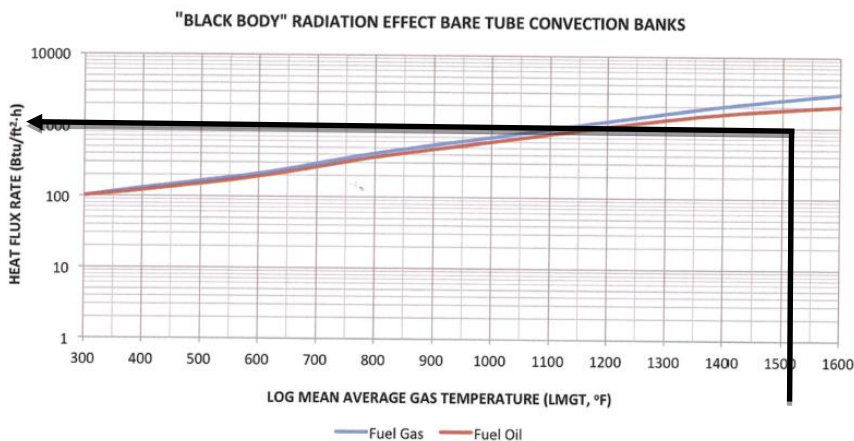


Figure 3-12 Black body radiation effect on convection section bare tubes

ภาพที่ 3-22 การหา Heat flux rate ด้วยความสัมพันธ์ของ LMGT

ค่าที่ได้จากภาพที่ 3-22 เป็นค่า Heat flux rate ที่ไม่ได้ผ่านการปรับปรุ่ค่าตามลักษณะการจัดเรียงท่อ และปัจจัยอื่น ๆ ดังนั้นเพื่อทำการปรับปรุ่ค่าอันเนื่องมาจากลักษณะของการจัดเรียงท่อ และอื่น ๆ จึงต้องทำการปรับปรุ่ค่า Radiant heat flux rate ด้วยความสัมพันธ์ ดังต่อไปนี้

$$\text{Radiant Flux}_{\text{corrected}} = \text{Radiant Flux}_{\text{uncorr}} \times \text{Corr 1} \times \text{Corr 2} \times \text{Corr 3}$$

เมื่อ

Corr 1 = ปริมาณอากาศส่วนเกินจากห้องเผาไหม้ (Excess air factor)

Corr 2 = ระยะห่างระหว่างท่อ ต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ OD.

Corr 3 = ระยะความแตกต่างระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ กับระยะห่างระหว่างท่อ

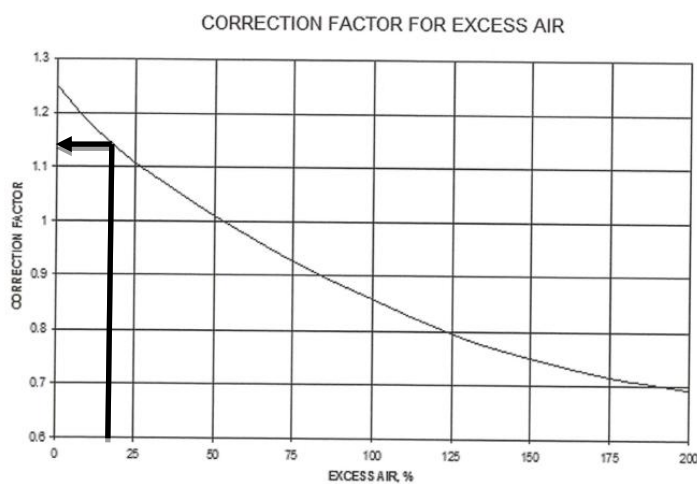


Figure 3-13 Correction factor ($Corr_1$) for excess air

ภาพที่ 3-23 การหา Correction factor ด้วย Excess oxygen

จากภาพที่ 3-23 ณ จุดควบคุม (ลงที่) ปริมาณอากาศส่วนเกิน ที่เท่ากับ 15% excess air
ดังนั้น $Corr 1 = 1.14$

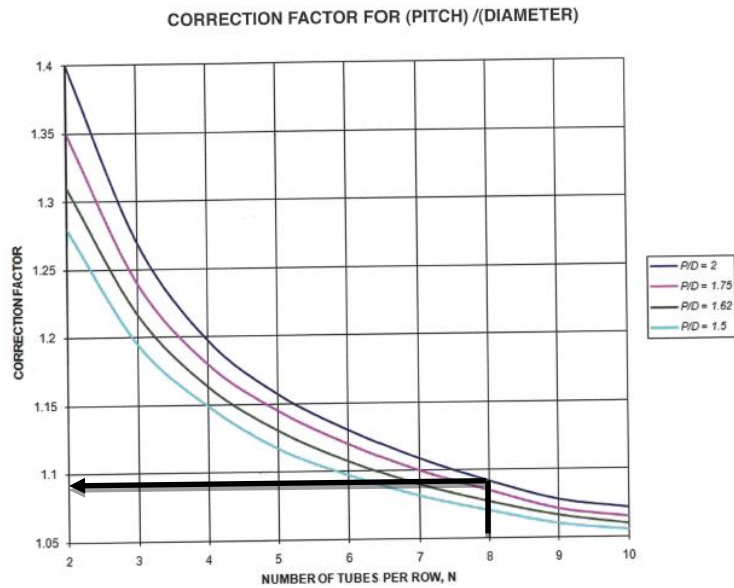


Figure 3-14 Correction factor ($Corr_2$) for number of tubes per row

ภาพที่ 3-24 การหา Correction factor ด้วยระยะห่างของท่อ และขนาดท่อ

จากข้อมูลการออกแบบกำหนดให้

ขนาดท่อ $D_o = 6.625$ นิ้ว (168.3 มิลลิเมตร)

ระยะห่างระหว่างท่อ (P, Pitch) = 12 นิ้ว (305 มิลลิเมตร)

จำนวนท่อต่อแถว = 8 ท่อ

ดังนั้น

$$Corr_2 = P/D_o$$

$$= 12 \text{ นิ้ว} / 6.625 \text{ นิ้ว}$$

$$= 1.82$$

จากกราฟ $P/D_o = 1.82$, จำนวนท่อ 8 ท่อต่อแถว

ดังนั้น $Corr_2 = 1.08$

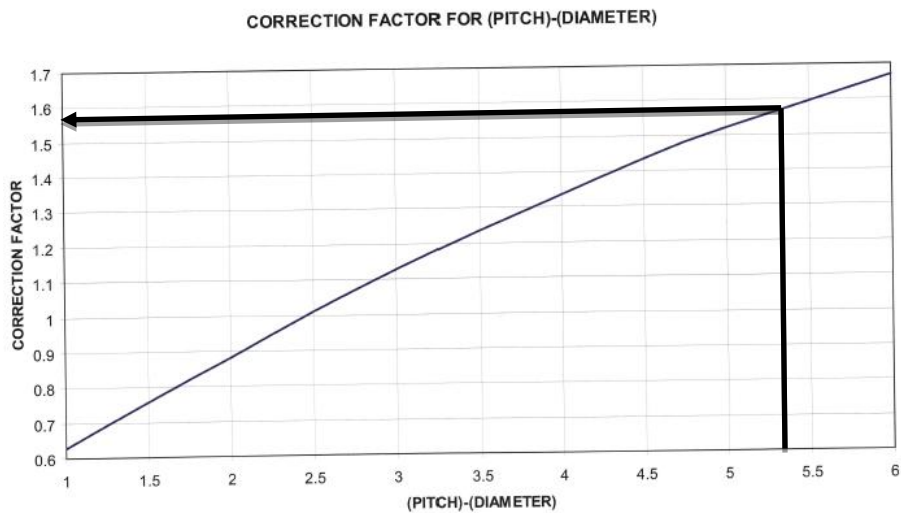


Figure 3-15 Correction factor ($Corr_3$) for tube pitch

ภาพที่ 3-25 การหาค่า Correction factor ที่เกิดจากระยะห่างระหว่างชั้นของท่อ จากความสัณฐาน

$$\begin{aligned} \text{Corr 3} &= \text{Pitch length}-\text{Tube diameter} \\ &= 12 \text{ นิ้ว}-6.625 \text{ นิ้ว} \\ &= 5.375 \text{ นิ้ว} \end{aligned}$$

ดังนั้นจากความสัณฐานของภาพที่ 3-25 จะได้ $Corr 3 = 1.55$ และแทนค่าของ

$$\begin{aligned} \text{Radiant Flux}_{\text{Corr}} &= \text{Radiant Flux}_{\text{uncorr}} \times \text{Corr 1} \times \text{Corr 2} \times \text{Corr 3} \\ &= 6.31 \times 1.14 \times 1.08 \times 1.55 \\ &= 12.04 \text{ kW/m}^2 \end{aligned}$$

ในลำดับถัดมา คือ การคำนวณหาพื้นที่เพิ่มเติม (Extend surface) ของท่อประเภทครึ่ง ความร้อน

กำหนดให้การออกแบบครึ่งความร้อนเป็นดังนี้
 ความยาวของพื้นที่เปิดของ CVB = 2.440 เมตร
 ความกว้างของพื้นที่เปิดของ CVB = 5.842 เมตร
 จำนวนท่อเกลี้ยงต่อแถว = 8 ท่อ

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ = 0.1683 เมตร

ดังนั้น ทำการคำนวณหาพื้นที่เปิดของทางออกก๊าซไอเสีย (Net free area bare tube)

$$\begin{aligned}
 \text{NFAb} &= \text{EffectiveLength} \times ((\text{TubesperRow} + 0.5) - (\text{TubesperRow} \times \text{TubeDo})) \\
 &= 5.842 \times ((0.305 \times (8 + 0.5)) - (8 \times 0.1683)) \\
 &= 5.842 \times (2.5925 - 1.3464) \text{ ตารางเมตร} \\
 &= 7.28 \text{ ตารางเมตร}
 \end{aligned}$$

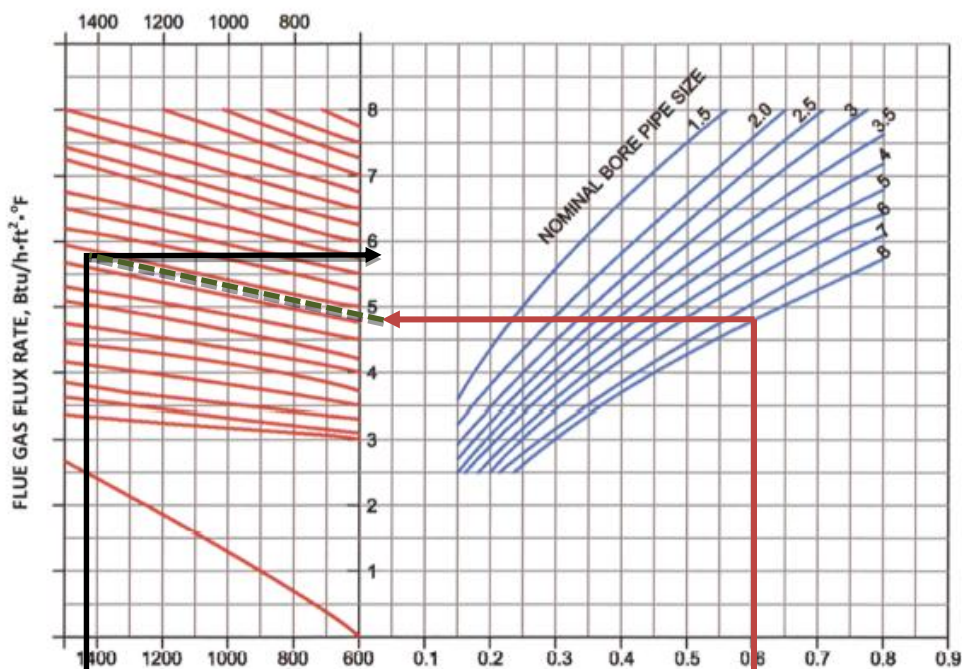
จากข้อมูลการออกแบบที่ใช้ค่าเฉลี่ยการตรวจวัดอัตราการไหลของก๊าซไอเสียด้วย
วิธีการสมมูลมวล

กำหนดให้ อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย = 19.49 kgsec.

คำนวณหาอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซไอเสีย

$$\begin{aligned}
 \text{Vfgb} &= \text{Mfg} / \text{NFAb} \\
 &= 19.42 \text{ kgsec.} / 7.28 \text{ m}^2 \\
 &= 2.677 \text{ kgm}^2 \cdot \text{sec} \text{ (0.547 lb/ft}^2 \cdot \text{sec)}
 \end{aligned}$$

เมื่อทำการคำนวณค่าอัตราการไหลของก๊าซไอเสียในเชิงปริมาตรแล้วจะต้องนำไป
เปรียบเทียบกับค่าความสัมพันธ์ร่วมกับ Heat flux rate ที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งท่อครีบ เพื่อนำมาเทียบ
ในภาพที่ 3-26 หาค่า Convective heat transfer coefficient, h_{convect} เพื่อทำการคำนวณในลำดับต่อไป



ภาพที่ 3-26 ความสัมพันธ์ที่ใช้หาค่า Flux rate ของก๊าซไอเสีย ตามขนาดของท่อ และอุณหภูมิของ
ก๊าซไอเสีย (Newnham, 2013)

จากภาพที่ 3-26 หาค่า h_{Conv} เมื่ออุณหภูมิ LMGT = 1,437°C และ $V_{fgb} = 0.547$ lb/ft².sec จะได้ค่า Convective heat transfer coefficient

$$h_{Conv} = 6.0 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

คำนวณหาค่า MTD ของอุณหภูมิก๊าซไอเสียออกจาก Bare tube

จากสมการที่ 3-24

$$\text{MTD} = (\text{BWT} - (\text{T}_{\text{fluid@x-over}} + 37.8^\circ\text{C})) + (\text{T}_{\text{flue@bare_out}} - (\text{T}_{\text{fluid@bare_in}} + 37.8^\circ\text{C})) / 2 \quad (3-24)$$

แทนค่าสมการ

$$\begin{aligned} \text{MTD} &= (895 - (308.96 + 37.8)) + (804.44 - (237.6 + 37.8)) / 2 \\ &= 725.37^\circ\text{C} \quad (1,337^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} \text{Flux}_{conv} &= h_{Conv} \times \text{MTD} \\ &= 6.0 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times 1337^\circ\text{F} \\ &= 7,892 \text{ Btu/hr.ft}^2 \quad (24.89 \text{ kW/m}^2) \end{aligned}$$

จากความสัมพันธ์ของ Flux bare จะพบว่า

$$\begin{aligned} \text{Flux}_{bare} &= \text{Flux}_{rad} + \text{Flux}_{conv} \\ &= 3,816.7 + 7,892 \text{ Btu/hr.ft}^2 \\ &= 11,708.9 \text{ Btu/hr.ft}^2 \quad (36.93 \text{ kW/m}^2) \end{aligned}$$

เมื่อพิจารณาผลลัพธ์ของการหาค่า Flux bare ที่ได้นี้พบว่า มีค่าใกล้เคียงสูงสุดที่ยอมรับได้ของมาตรฐานที่กำหนดไว้ คือ ที่ 12,000 Btu/hr.ft² ดังนั้นการออกแบบด้วยท่อเกลี้ยงที่มีจำนวน 8 แถว (64 ท่อ) นั้นพบว่ามีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดที่ยอมรับได้ จึงใช้เป็นค่าเริ่มต้นในการคำนวณท่อครีปที่เหลือต่อไปได้ เพื่อให้การเลือกจำนวนท่อเกลี้ยงอย่างเหมาะสมนั้น ผู้วิจัยได้ทำการคำนวณซ้ำ ๆ เพื่อต้องการลดจำนวนท่อเกลี้ยง ซึ่งจะทำให้จำนวนท่อครีปสามารถเพิ่มขึ้นได้มากที่สุด จึงดำเนินการคำนวณซ้ำภายใต้วิธีการเดิม และแสดงข้อมูลเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่คำนวณได้ดังตารางที่ 3-20

ตารางที่ 3-20 ข้อมูลการคำนวณเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลี้ยง

ข้อมูลเปรียบเทียบ	จำนวนชั้นของท่อเปลือย (Bare tube)				
	3 แถว (24 ท่อ)	6 แถว (48 ท่อ)	8 แถว (64 ท่อ)	9 แถว (72 ท่อ)	12 แถว (96 ท่อ)
Q bare (kW)	1,270	2,541	5,082	5,717	7,623
Q fin (kW)	14,425	13,155	10,614	9,978	8,073
T fluid@bare in (°C)	303.1	297.4	285.8	282.9	274.3
T flue @bare out (°C)	804.4	771.1	676.6	660.0	582.2
APFT (°C)	343.8	340.9	335.1	333.7	329.4
Flux _{conv} (kW/m ²)	26.06	25.63	24.89	24.44	22.90
Flux _{bare} (kW/m ²)	38.11	36.47	36.93	36.19	31.94

ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีการดังกล่าว ได้แสดงในตารางที่ 3-20 (มีรายละเอียดการคำนวณในส่วนอื่น ๆ แสดงในภาคผนวก ข-2) พบว่าเมื่อทำการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ท่อเกลี้ยงนั้น มีปริมาณความเข้มของการถ่ายเทความร้อนมีค่าแตกต่างกันตามพื้นที่ของท่อเกลี้ยงที่เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งจากผลการพิจารณาการออกแบบท่อเกลี้ยงนั้น จะพบว่าปริมาณความเข้มของการถ่ายเทความร้อนนั้นมีความสำคัญต่ออายุของวัสดุ ซึ่งจะมีข้อจำกัดทางวิศวกรรม ดังนั้นการควบคุมความเข้มของกระแสความร้อน (Flux rate) สำหรับเตากลั่นน้ำมันดิบ ต้องควบคุมความเข้มความร้อนให้อยู่ในช่วง 31.54-37.85 kW/m² (10,000-12,000 BTU/ft²) และจากผลการคำนวณที่ได้แสดงในตารางที่ 3-20 นั้น สามารถพิจารณาได้ว่า จำนวนชั้นของท่อเกลี้ยงที่จะใช้ในการออกแบบใหม่นั้น ยังคงมีสัดส่วนการออกแบบที่เหมาะสมให้มีจำนวนมากกว่า 6 แถว (48 ท่อ) เป็นต้นไป จึงจะสามารถควบคุมปริมาณความเข้มของกระแสความร้อนที่ถ่ายเทให้กับท่อเกลี้ยงให้อยู่ในเกณฑ์ที่กำหนดได้

12. การคำนวณหาพื้นที่ท่อครีบ

กำหนดให้การออกแบบท่อประเภทครีบครั้งนี้ มีข้อกำหนดการออกแบบที่สอดคล้องกับมาตรฐานของ American petroleum institute standard 560: API-560 ซึ่งได้กำหนดไว้ในขอบเขตการศึกษาในตอนต้นแล้ว ซึ่งข้อกำหนดเพิ่มเติมเพื่อการออกแบบกำหนดรายละเอียดเพิ่มเติมในส่วนของครีบรับความร้อนดังต่อไปนี้

12.1 ชนิดเชื้อเพลิง คือ น้ำมันเตา

12.2 ความหนาของครีบบสูงสุด = 2.5 มิลลิเมตร

12.3 ความสูงของครีบบสูงสุด = 19.1 มิลลิเมตร

12.4 ความถี่ของครีบบต่อความยาวท่อ 1 เมตร = 118 ครีบบ (3 ครีบบ/ 1 นิ้ว)

ทำการคำนวณหาพื้นที่ครีบบและทำการคำนวณหาพื้นที่การไหลของก๊าซไอเสียในช่วงท่อครีบบด้วยความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3-25

$$\text{FPA} = \text{Tube per row} \times \text{Fins per meter} \times \text{Effective tube length} \times \text{Thickness} \times 2 \times \text{Fin Height} \quad (3-25)$$

$$= 8 \times 118 \times 5.842 \times 0.0025 \times 2 \times 0.0191 \text{ m}^2$$

$$= 0.5267 \text{ ตารางเมตร/ ชั้น}$$

$$\text{NFAf} = \text{NFAb} - \text{FPA}$$

$$= 7.279 - 0.5267 \text{ ตารางเมตร}$$

$$= 6.753 \text{ ตารางเมตร}$$

คำนวณหาความเร็วของก๊าซไอเสียผ่านพื้นที่ท่อครีบบ ดังสมการที่ 3-26

$$\text{Vfgf} = \text{Mfg} / \text{NFAf} \quad (3-26)$$

$$= 19.49 \text{ (kgsec)} / 6.753 \text{ ตารางเมตร}$$

$$= 2.89 \text{ kgsec.m}^2 \text{ (2,123 lb/h. ft}^2\text{)}$$

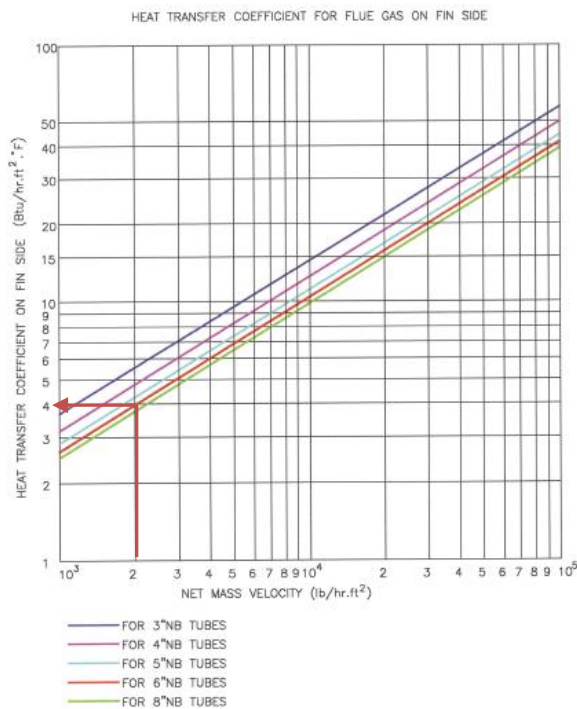


Figure 3-17 Finding the heat transfer coefficient, *h*

ภาพที่ 3-27 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลก๊าซ และสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Newnham, 2013)

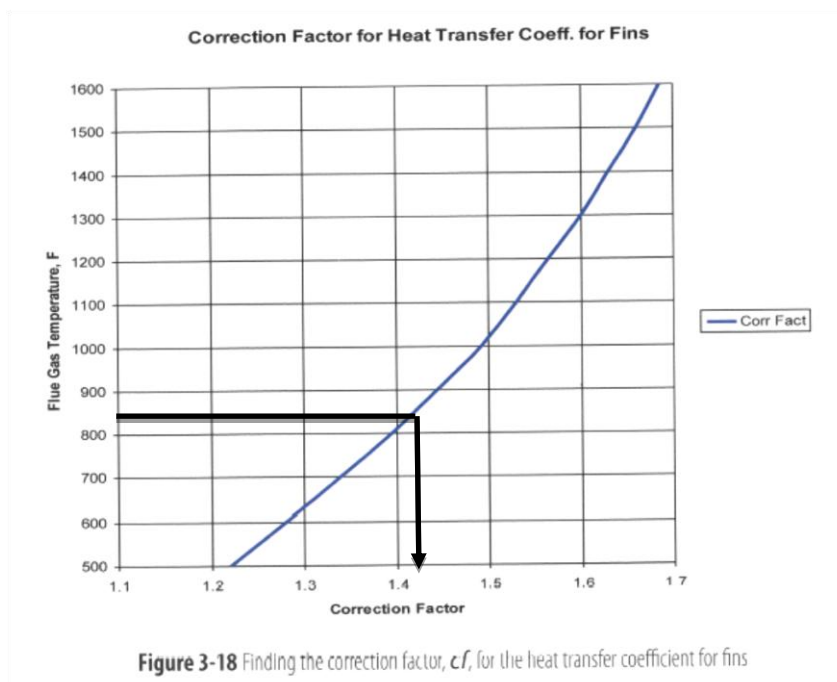
จากค่าความเร็วก๊าซไอเสียที่คำนวณได้ ที่ 2,123.25 lb/h.ft² (2.89 kgsec.m²) เมื่อเทียบความสัมพันธ์จากภาพที่ 3-26 จะพบว่า *h* = 4.0 Btu/hr.ft² แล้วใช้สำหรับการคำนวณหาค่า Convective heat transfer coefficient (*hf*) จากสมการที่ 3-27

$$h_o = h \times c_f \tag{3-27}$$

$$h_f = (h_o/A_t) \times (E \times A_f + A_o)$$

คำนวณหาค่า

$$\begin{aligned} \text{LMGT}_f &= T_{\text{flue@bare out}} - T_{\text{stack}} / \ln (T_{\text{flue@bare out}} / T_{\text{stack}}) \\ &= (676.6 - 287.6) / \ln (676.6 / 287.6) \\ &= 454.7^\circ\text{C} (850.5^\circ\text{F}) \end{aligned}$$



ภาพที่ 3-28 การหาค่า Correction factor สำหรับ Coefficient ของครีบริบความร้อน
(Newnham, 2013)

จากการคำนวณอุณหภูมิ (LMGT_f) = 850.5°F (454.7°C) จากภาพที่ 3-28 จะได้ค่า
cf = 1.42

คำนวณหาค่า

$$\begin{aligned} h_o &= h \times cf \\ &= 4.0 \times 1.42 \text{ Btu/hr.ft}^2 \\ &= 5.68 \text{ Btu/hr.ft}^2 \end{aligned}$$

หลังจากทราบข้อมูลของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของครีบริบแล้วนั้น สามารถ
คำนวณหาค่าเฉลี่ยอุณหภูมิก๊าซไอเสียรอบครีบริบ ได้จากสมการที่ 3-28

$$\begin{aligned} \text{MFGT}_b &= (T_{\text{flue gas@bare out}} + T_{\text{stack}})/2 & (3-28) \\ &= (676.6 + 287.64)/2 \\ &= 482.1^\circ\text{C} (899.87^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

จากอุณหภูมิเฉลี่ยก๊าซไอเสียนี้ ถูกใช้กำหนดเป็นอุณหภูมิของครีบริบ Fin ซึ่งเมื่อพิจารณา
จากอุณหภูมิเฉลี่ยแล้วนั้นสามารถเลือกใช้วัสดุที่จะนำมาใช้ทำการออกแบบได้ 3 ชนิด ซึ่งจาก

แผนภูมิที่ 3-28 สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ จากความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับวัสดุที่เลือกใช้ โดยแสดงค่าที่อ่านค่าได้ดังตารางที่ 3-21

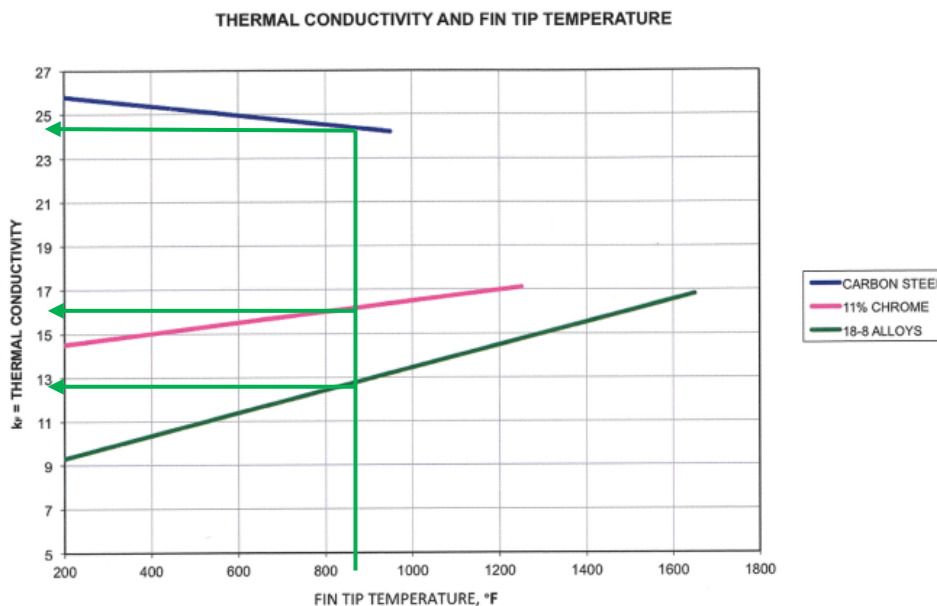


Figure 3-19 Fin tip temperature and thermal conductivity, k_F

ภาพที่ 3-29 การหาค่า Thermal conductivity ของครีบ โลหะที่เกิดขึ้นจากอุณหภูมิก๊าซไอเสีย (Newnham, 2013)

ตารางที่ 3-21 ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ โลหะที่อ่านได้จากภาพที่ 3-29

ประเภทของวัสดุ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ Fin (k_f)
	(Btu/hr.ft.F)
Carbon steel	24.5
11Cr-13Mo.	16.5
18Cr-8Ni.	13.0

ต่อมาทำการพิจารณารายละเอียดของครีบ Fin จะได้ว่า กำหนดให้การออกแบบ Fin มาตรฐาน API-560 นั้นมีรายละเอียดที่ใช้ในการคำนวณ

ดังนี้

ความสูงของครีป $F_{in} = 0.75$ นิ้ว (19.1 มิลลิเมตร)

ความหนาของครีป $F_{in} = 0.1$ นิ้ว (2.5 มิลลิเมตร)

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อด้านนอก $D_o = 6.63$ นิ้ว (168.3 มิลลิเมตร)

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อด้านใน $D_i = 6.35$ นิ้ว (161.19 มิลลิเมตร)

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อรวมครีป $D_f = 8.13$ นิ้ว (206.4 มิลลิเมตร)

ความหนาของท่อ $t_w = 0.28$ นิ้ว (7.11 มิลลิเมตร)

ความถี่ครีป F_{in} ต่อฟุต = 36 ครีปต่อฟุต (119 ครีปต่อเมตร)

จากข้อมูลข้างต้น ทำการคำนวณหาค่าพื้นที่ครีปต่อ 1 หน่วยความยาว

A_o = Bare area of fin tube per foot

$$\begin{aligned} &= \pi D \times L \\ &= \pi \times 0.55 \times (1 - (36 \times 0.1/12)) \\ &= 1.21 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

A_t = Total heat transfer area of fin tube per foot

$$\begin{aligned} &= (0.5 \times \pi (D_o^2 - D_i^2) + \pi \times D_f \times F_{in}) \times 3 \text{ fins} \times 12 \text{ inch} \\ &= (0.5 \times \pi \times (0.55^2 - 0.53^2) + \pi \times 0.68 \times 0.00833) \times 3 \times 12 \\ &= 9.33 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

ดังนั้นพื้นที่รวมของท่อครีปเท่ากับ $A_t + A_o$

$$\begin{aligned} &= 1.21 + 9.33 \text{ ft}^2 \\ &= 10.54 \text{ ft}^2/\text{ft} \end{aligned}$$

คำนวณหาค่า Fin thermal profile (β) จากสมการที่ 3-29

$$\begin{aligned} \beta &= 1.4 \times H \times \sqrt{(h_o / (k_f \times F_{in}))} & (3-29) \\ &= 1.4 \times 0.0625 \times \sqrt{(5.88 / (24.5 \times 0.00833))} \\ &= 0.4695 \end{aligned}$$

คำนวณหาสัดส่วนของ D_f/D_o

$$\begin{aligned} &\text{จะได้ว่า } D_f/D_o = 8.13/6.63 \\ &= 1.226 \end{aligned}$$

ทำการหาค่าประสิทธิภาพของครีปจากภาพที่ 3-30 จากความสัมพันธ์ระหว่าง Fin thermal profile และ D_f/D_o พบว่าประสิทธิภาพของ Fin efficiency (E) ที่ได้เท่ากับ 92.5%

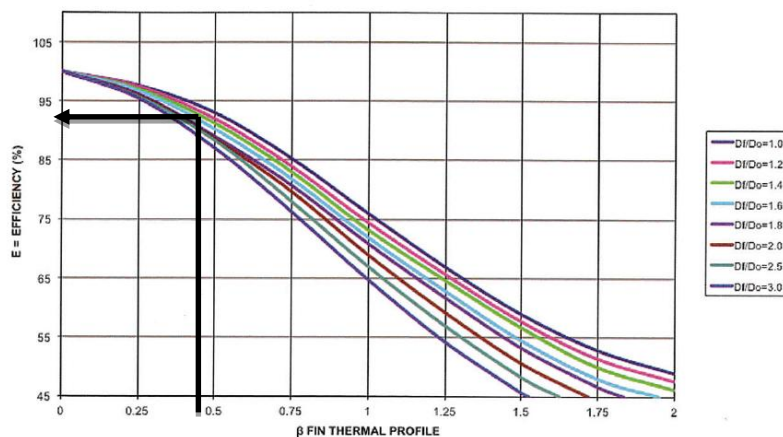


Figure 3-20 Fin efficiency chart

ภาพที่ 3-30 การหาค่า Fin efficiency จากผลของการคำนวณหาค่า β

คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกครีป จากสมการที่ 3-30

$$hf = \frac{ho}{At} \times (E \times Af + Ao) \quad (3-30)$$

แทนค่า

$$ho = 5.68 \text{ Btu/hr.ft}^2$$

$$E = 0.925$$

$$Af = 9.33 \text{ ft}^2$$

$$Ao = 1.21 \text{ ft}^2$$

ดังนั้น

$$hf = 5.68 / (9.33 \times (0.925 \times 9.33 + 1.21))$$

$$= 5.30 \text{ Btu/hr.ft}^2$$

จากความต้องการทราบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $U_{overall}$ ดังสมการที่

3-31

$$U_o = 1/R_t = 1/(R_o + R_w + R_i) \quad (3-31)$$

ทำให้ทราบว่าต้องทำการคำนวณค่าความต้านทางกระแสความร้อนด้านนอกท่อ (R_o)

จากสมการที่ 3-32

$$R_o = 1/h_f + f_o \quad (3-32)$$

เมื่อกำหนดให้ $f_o = 0$ เพราะเป็นท่อใหม่ที่ไม่มีการ Fouling ด้านนอกผิวท่อ

$$\text{ดังนั้นแทนค่า } R_o = 1/5.3 + 0 = 0.189 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

ลำดับต่อมาทำการหาค่าความต้านทานความร้อนของผนังท่อ (R_w) จากสมการที่ 3-33

$$R_w = T_w/K_w \times A_t/A_a \quad (3-33)$$

เมื่อกำหนดให้ $K_w = 24.5 \text{ Btu/ft.hr}$ เพราะเป็นค่าความนำความร้อนของท่อ CS

$$T_w = 0.0233 \text{ ft (7.11 mm)}$$

$$A_t = 10.54 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$A_a = 1.698 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$\text{ดังนั้นแทนค่า } R_w = (0.0233/24.5) \times (10.54/1.698) = 0.005911 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

ลำดับต่อมาทำการหาค่าความต้านทานกระแสความร้อนของของไหลในท่อ (R_i) จากสมการที่ 3-34

$$R_i = (A_t/A_i) \times (1/h_i + f_i) \quad (3-34)$$

เมื่อกำหนดให้

$$f_i = 0 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F} \text{ เพราะเป็นท่อใหม่ที่ไม่มีการ fouling}$$

$$h_i = 205.75 \text{ Btu/ft}^2.\text{F} \text{ (จาก Simulation software)}$$

$$A_t = 10.54 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$A_a = 1.698 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$\text{ดังนั้นแทนค่า } R_i = (10.54/1.698) \times 1/(205.75 + 0) = 0.0308 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu} \text{ แล้วทำการหา}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนรวมของท่อ U_{overall} (U_o)

$$\begin{aligned} U_o &= 1/(R_o + R_w + R_i) \\ &= 1/(0.189 + 0.005911 + 0.0308) \\ &= 4.438 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F} \text{ (2.56 W/m}^2.\text{K)} \end{aligned}$$

เมื่อทราบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U_o ของท่อ จึงต้องทำการคำนวณหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนตามสมการที่ 3-35

$$Q_{\text{fin}} = U_o A \cdot f \text{ LMTD} \quad (3-35)$$

เมื่อค่าอุณหภูมิ LMTD นั้นคำนวณได้จากสมการที่ 3-36

$$\begin{aligned}
 \text{LMTD} &= (T_{\text{flue@bare-out}} - T_{\text{fld@bare-in}}) - (T_{\text{stack}} - T_{\text{fld@bare-in}}) / \ln((T_{\text{flue@bare-out}} - T_{\text{fld@bare-in}}) / (T_{\text{stack}} - T_{\text{fld@bare-in}})) \\
 &= (676.6 - 285.87) - (287.64 - 237.64) / \ln((676.6 - 285.87) / (287.64 - 237.64)) \\
 &= 165.75^\circ\text{C} \quad (330.34^\circ\text{F})
 \end{aligned}
 \tag{3-36}$$

ดังนั้นทำการแทนค่าหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนผ่านครีป (A_{fin}) ที่ต้องการเมื่อ

$$Q_{\text{fin}} = 27,548,316 \text{ Btu/hr} \quad (10,614 \text{ kW})$$

$$f = 0.98 \text{ (cross flow counter current)}$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned}
 A_{\text{fin}} &= Q_{\text{fin}} / (U_o \times \text{LMTD} \times f) \\
 &= 36,219,115 / (4.438 \times 330.34 \times 0.98) \\
 &= 25,208.7 \text{ ft}^2 \quad (2,341.89 \text{ m}^2)
 \end{aligned}$$

ในขณะที่ขนาดของพื้นที่ของท่อครีปต่อความยาว 1 ฟุตนั้นมีค่าเท่ากับ 10.54 ตารางฟุต ดังนั้นจึงทำการคำนวณหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ทั้งสิ้น โดยกำหนดให้

$$\text{ความยาวท่อภายใน Convection bank} = 5.842 \text{ เมตร} \quad (19.17 \text{ ฟุต})$$

$$\text{จำนวนท่อต่อชั้น} = 8 \text{ ท่อ ต่อชั้น}$$

$$\text{ขนาดพื้นที่ท่อครีปต่อ 1 ฟุต} = 10.54 \text{ ตารางฟุต}$$

ดังนั้น

$$\text{จำนวนชั้นของท่อครีปที่ต้องใช้} = \text{พื้นที่ครีปที่ต้องการ} / (\text{พื้นที่ครีปต่อฟุต} \times \text{จำนวนท่อต่อชั้น} \times \text{ความยาวท่อใน CVB}) = 25,208.7 / (8 \times 19.17 \times 10.54) = 15.59 \text{ ชั้น (แถว)}$$

หากเมื่อพิจารณาพื้นที่ท่อเกลี้ยงที่ได้ออกแบบไว้เบื้องต้นอีกจำนวน 8 แถว ซึ่งจะเหลือจำนวนแถวของท่อครีปที่สามารถติดตั้งได้อีกทั้งสิ้น เท่ากับ 16 แถว ซึ่งมีจำนวนแถวเท่ากับของเดิม โดยพื้นที่ท่อเกลี้ยงมีพื้นที่เท่ากับ 179 ตารางเมตร ดังนั้นเมื่อทำการคำนวณหาพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมด สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
 \text{พื้นที่รับความร้อนทั้งหมด} &= \text{พื้นที่ท่อเกลี้ยง} + \text{พื้นที่ท่อครีป} \\
 &= 179 + 2,341.89 \text{ ตารางเมตร} \\
 &= 2,520.9 \text{ ตารางเมตร} \quad (27,134.7 \text{ ตารางฟุต})
 \end{aligned}$$

แต่เนื่องจากขอบเขตของการศึกษาครั้งนี้จะต้องเลือกใช้วัสดุ 3 ชนิดที่แตกต่างกันให้นำมาใช้ในการศึกษาออกแบบครีป จึงได้แสดงวิธีการคำนวณออกแบบตามแนวทางเดียวกัน

ดังแสดงรายละเอียดการคำนวณในภาคผนวก ข-2 ซึ่งผลการศึกษาและออกแบบสามารถเปรียบเทียบได้ดังตารางที่ 3-22

ตารางที่ 3-22 ผลการคำนวณการหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้วยวัสดุที่แตกต่างกัน

ประเภทของวัสดุ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบบ Fin (kF), (Btu/hr.ft.F)	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนคำนวณได้ (ตารางเมตร)	จำนวนชั้น(แถว) ของท่อที่ต้องการ (ท่อเกลี้ยง/ ท่อครีบบ)
Carbon steel	24.5	2,520.90	8/15.59
11Cr-13Mo.	16.5	2,568.46	8/15.91
18Cr-8Ni.	13.0	2,589.87	8/16.05

จากตารางที่ 3-22 ได้แสดงข้อสรุปของการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน ซึ่งพบว่าการออกแบบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวัสดุครีบบที่แตกต่างกันนั้นจะส่งผลให้การคำนวณหาพื้นที่ครีบบในการรับความร้อนต่างกันเล็กน้อย อันเนื่องมาจากคุณสมบัติทางความร้อนของวัสดุแต่ละชนิด เมื่อพิจารณาผลลัพธ์ทั้งหมดจะพบข้อจำกัดของการออกแบบ คือมีจำนวนชั้นของท่อรับครีบบรับความร้อน มากกว่าจำนวนชั้นเดิมถึง 8 แถว ตามชนิดของครีบบที่กำหนดในขอบเขตในการศึกษาวิจัย ทั้งนี้โดยภาพรวมของการคำนวณจะพบว่า การเปลี่ยนแปลงอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ตั้งสมมติฐานไว้ นั้น มีความเป็นไปได้สูงมากเพราะสามารถเพิ่มขีดความสามารถของการถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มสูงขึ้นมากกว่าอุปกรณ์ปัจจุบันราว 39% ดังนั้นการพิสูจน์ผลโดยละเอียดจะทำการเปรียบเทียบการออกแบบอีกครั้งด้วยโปรแกรมจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่นน้ำมัน (FRNC-5PC) ซึ่งจะดำเนินการในลำดับต่อไป

13. การศึกษาผลกระทบที่มีต่อระบบหลังการออกแบบ

13.1 ผลกระทบต่อความดันสูญเสีย (ตกคร่อม) ที่เกิดขึ้นในระบบก๊าซไอเสีย เนื่องจากการออกแบบเป็นการเพิ่มพื้นที่ความร้อนให้กับอุปกรณ์ซึ่งจะส่งผลให้เกิดแรงเสียดทานทางการไหลของก๊าซไอเสียที่เปลี่ยนแปลงไป กำหนดให้การคำนวณค่าแรงดันตกคร่อมของการไหลในอุปกรณ์ จะถูกพิจารณาคำนวณหาเพียงเฉพาะในส่วนอุปกรณ์ที่ทำการออกแบบใหม่เท่านั้น ซึ่งผลที่ได้จากการคำนวณนี้จะใช้ในการประเมินเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการตรวจวัด และแบบจำลองควบคู่กันทั้งหมด ซึ่งสามารถทำการคำนวณดังวิธีการดังต่อไปนี้ จากสมการที่ 3-37

$$\Delta P_{f(i)} = Factor_{(i)} \times (g_i^2) \times (V_{gi}) \quad (3-37)$$

เมื่อ

$\Delta P_{f(i)}$ คือ แรงดันตกคร่อมของอุปกรณ์ ณ ตำแหน่ง i (inch W.C)

g_i คือ อัตราเร็วของการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย (lb/ft²-sec)

$Factor_i$ คือ ค่าคงที่แรงดันตกคร่อม ณ จุดใด ๆ (-)

V_{gi} คือ ปริมาตรจำเพาะของก๊าซไอเสีย ณ อุณหภูมิ i (ft³/lb)

ในขณะที่อัตราเร็วของการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย (g_i) ในแต่ละส่วนของชุดท่อ แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้ด้วยวิธีการดังนี้

จุดที่ 1 แรงดันตกคร่อมก๊าซไอเสียขาเข้า CVB

$$\Delta P_{inlet_CVB} = 0.000478 \times g_{inlet_CVB}^2 \times V_{gi}$$

เมื่อ

$$g_{inlet_Conv} = \frac{M_{fg}}{(Convection_{tube_length} \times (Tubes_{per_row} + 0.5) \times Returnbend_{length})}$$

แทนค่าที่กำหนดให้

$$M_{gf} = 42.96 \text{ lb/sec (19.49 kgsec)}$$

$$Tubes_{per_row} = 8 \text{ tubes}$$

$$Returnbend_{length} = 1.007 \text{ ft (305 mm)}$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned} g_{inlet_Conv} &= \frac{42.96}{(19.167 \text{ ft} \times (8 + 0.5) \times 1.007 \text{ ft})} \\ &= 0.2635 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{sec} \end{aligned}$$

และเมื่อ

$$V_{gi_inletCVB} = 54.576 \text{ ft}^3/\text{lb. (3.407 m}^3/\text{kg)}$$

แทนค่าในสมการที่ 3-38

$$\begin{aligned} \Delta P_{inlet_CVB} &= 0.000478 \times 0.2635^2 \times 54.576 \\ &= 0.0018 \text{ inch WC. (0.0046 mBar)} \end{aligned} \quad (3-38)$$

จุดที่ 2 แรงดันตกคร่อมก๊าซไอเสียของท่อเปลือย (Bare tubes)

$$\Delta P_{Bare} = Nb \times 0.0006 \times g_{Bare}^2 \times V_{gi} \quad (3-39)$$

เมื่อ

$$g_{Bare} = \frac{M_{fg}}{(Convection_{eff_tube_length} \times (Tubes_{per_row} + 0.5) \times Returnbend_{length}) - (Convection_{eff_tube_length} \times Tubes_{per_row} \times D_o)}$$

แทนค่าที่กำหนดให้

$$M_{gf} = 42.96 \text{ lb/sec (19.49 kgsec)}$$

$$Nb = 8 \text{ Tubes-row}$$

$$Tubes_{per_row} = 8 \text{ tubes}$$

$$Returnbend_{length} = 1.007 \text{ ft (305 mm)}$$

$$D_o = 6.625 \text{ inch (168.3 mm)}$$

ดังนั้นแทนค่า

$$g_{Bare} = \frac{42.96}{(19.167 \text{ ft} \times (8 + 0.5) \times 1.007 \text{ ft}) - (19.167 \times 8 \times (6.625 / 12))}$$

$$= 0.5483 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{sec}$$

และเมื่อ

$$V_{gi_Bare} = 47.2699 \text{ ft}^3/\text{lb. (2.9513 m}^3/\text{kg)}$$

แทนค่าในสมการที่ 3-40

$$\Delta P_{inlet_CVB} = 8 \times 0.0006 \times 0.5483^2 \times 47.2699 \quad (3-40)$$

$$= 0.0682 \text{ inch WC. (0.1732 mBar)}$$

จุดที่ 3 แรงดันตกคร่อมก๊าซไอเสียของท่อครีป (Fins tubes)

$$\Delta P_{Fin} = Nf \times 0.002989 \times g_{Fin}^2 \times V_{gi} \quad (3-41)$$

จากสมการ

$$g_{Fin} = \frac{M_{fg}}{(CrossArea_A) - (CrossArea_B) - (CrossArea_C)}$$

โดยที่

$$CrossArea_A = Convection_{eff_tube_length} \times (Tubes_{per_row} + 0.5) \times Returnbend_{length}$$

$$CrossArea_B = Convection_{eff_tube_length} \times Tubes_{per_row} \times D_o$$

$$CrossArea_C =$$

$$Convection_{eff_tube_length} \times Fin_{per_foot} \times 2 \times Fin_{thickness} \times Fin_{height} \times Tubes_{per_row}$$

แทนค่าที่กำหนดให้

$$M_{gf} = 42.96 \text{ lb/sec (19.49 kgsec)}$$

$$N_f = 16 \text{ Tubes-row}$$

$$Tubes_{per_row} = 8 \text{ tubes}$$

$$Returnbend_{length} = 1.007 \text{ ft (305 mm)}$$

$$D_o = 6.625 \text{ inch (168.3 mm)}$$

$$Fin_{thickness} = 0.1 \text{ inch (0.00833 ft)}$$

$$Fin_{Height} = 0.75 \text{ inch (0.0625 ft)}$$

$$Fin_{per_foot} = 36 \text{ fins/foot}$$

ตั้งน้ันแทนค่า

$$g_{Fin} = \frac{42.96}{(19.167 \times (8 + 0.5) \times 1.007) - (19.167 \times 8 \times (6.625 / 12)) - (19.167 \times 36 \times (2 \times 0.00833) \times 0.0625 \times 8)}$$

$$= 0.5917 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{sec}$$

$$\text{และเมื่อ } V_{gi_Bare} = 38.799 \text{ ft}^3/\text{lb. (2.9513 m}^3/\text{kg)}$$

แทนค่าในสมการที่ 3-42

$$\Delta P_{Fin} = 16 \times 0.002989 \times 0.5917^2 \times 38.799 \quad (3-42)$$

$$= 0.6496 \text{ inch WC. (1.65 mBar)}$$

จากการคำนวณแรงดันตกคร่อมทั้งหมดสามารถหาผลรวมของแรงดันตกคร่อมของอุปกรณ์ที่เกิดจากการออกแบบอุปกรณ์ใหม่ เท่ากับ $(0.0046 + 0.1732 + 1.65) = 1.823 \text{ mBar}$ หรือเท่ากับ 18.23 มิลลิเมตรน้ำ ซึ่งผลที่ได้นี้จะใช้เป็นข้อมูลเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากโปรแกรมสถานการณ์เตาถลุงน้ำมันดิบ FRNC-5PC ทั้งก่อนและหลังการปรับปรุงอีกครั้งหนึ่ง

13.2 การประเมินผลกระทบที่มีต่ออุปกรณ์อุ่นอากาศ

อุปกรณ์อุ่นอากาศเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนสูงสุดท้ายของระบบที่ทำการศึกษาวิจัย และเป็นอุปกรณ์ที่จะได้รับผลกระทบต่อการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนในครั้งนี้ ซึ่งเมื่อพิจารณาจากข้อมูลการออกแบบเดิมพบว่าข้อมูลอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์อยู่ที่ 3,600 kW ในขณะที่ภายหลังการปรับปรุงพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนแล้วนั้น ส่งผลให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ลดต่ำลงจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงการถ่ายเทความร้อน ณ อุปกรณ์อุ่นอากาศชุดนี้ด้วย จากตารางที่ 3-23 แสดงข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เปลี่ยนแปลงภายหลังการเพิ่มพื้นที่ครีบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน

ตารางที่ 3-23 ข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เปลี่ยนแปลงภายหลังจากการเพิ่มพื้นที่ครีรับความร้อน
ของ CVB

รายละเอียดของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย	ค่าก่อนการปรับปรุง (°C)	ค่าภายหลังจากการปรับปรุง (°C)
ก๊าซไอเสียจากเตาที่ 1 (ศึกษาวิจัย)	458.36	287.64 (เป้าหมาย)
ก๊าซไอเสียจากเตาที่ 2	256.53	256.53 (คงที่)
ก๊าซไอเสียจากเตาที่ 3	238.71	238.71 (คงที่)
ก๊าซไอเสียจากเตาที่ 4	310.97	310.97 (คงที่)
ก๊าซไอเสียผสมก่อนเข้า APH	389.29	283.28

จากผลของการออกแบบที่เปลี่ยนแปลงไปส่งผลให้อุณหภูมิอากาศเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปด้วย โดยผลที่ได้จากการคำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อนของอุปกรณ์เดิมก่อนการปรับปรุงพบว่า อัตราที่มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ 2,872 kW ในขณะที่อุณหภูมิต่ำสุดของค่าเป้าหมายของการศึกษา กำหนดให้มีอุณหภูมิเท่ากับค่าการออกแบบเดิม คือ 230°C ซึ่งผลการคำนวณการถ่ายโอนพลังงานใหม่ที่เกิดขึ้นจะแสดงได้ดังสมการที่ 3-43

$$APH_{effectiveness} (\varepsilon) = \dot{Q}_{actual} / \dot{Q}_{max} \quad (3-43)$$

เมื่อ

$$APH_{effectiveness} (\varepsilon) = \text{ค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศ}$$

$$\dot{Q}_{actual} = \text{อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริง (kW)}$$

$$\dot{Q}_{max} = \text{อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่สามารถเกิดขึ้นได้ (kW)}$$

ดังนั้น เมื่อทำการคำนวณค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ด้วยสมการดังกล่าว พบว่า

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{actual} &= \dot{m}_{fluegas} \cdot C_{p_{fluegas}} \cdot (T_{fluegas-in} - T_{fluegas-out}) \\ &= 25.23 \times 1.1986 \times (415.92 - 290.77) \\ &= 3,784.43 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{max} &= \dot{m}_{fluegas} \cdot C_{p_{fluegas}} \cdot (T_{fluegas-in} - T_{air-in}) \\ &= 25.23 \times 1.1986 \times (415.92 - 65.5) \\ &= 10,596.25 \text{ kW} \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$APH_{effectiveness} (\varepsilon) = \dot{Q}_{actual} / \dot{Q}_{max}$$

$$= 3,784.43 / 10,506.25$$

$$= 0.3571$$

และเมื่อกำหนดให้ค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศ มีขีดความสามารถเท่าเดิม ทั้งก่อนและหลังการปรับปรุง จะพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของอุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าต่ำลง ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\max-new} &= \dot{m}_{\text{fluegas}} \cdot C_{p \text{ fluegas-new}} \cdot (T_{\text{fluegas-in}} - T_{\text{air-in}}) \\ &= 25.23 \times 1.157 \times (283.28 - 65.5) \\ &= 6,357.13 \text{ KW}\end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{actual-new}} &= APH_{\text{effectiveness}} (\varepsilon) \times \dot{Q}_{\max-new} \\ &= 0.3571 \times 6,357.13 \text{ KW} \\ &= 2,270.44 \text{ KW}\end{aligned}$$

เมื่อทราบอัตราการถ่ายเทความร้อนใหม่จากผลที่เกิดการเปลี่ยนแปลง ทำให้สามารถคำนวณหาอุณหภูมิของก๊าซไอเสีย และอุณหภูมิอากาศด้วยความสัมพันธ์จากสมการทางความร้อนได้ดังนี้

การคำนวณหาอุณหภูมิด้านก๊าซไอเสีย

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{actual-new}} &= \dot{m}_{\text{fluegas}} \cdot C_{p \text{ fluegas-new}} \cdot (T_{\text{fluegas-in}} - T_{\text{fluegas-out}}) \\ 2,270.44 &= 25.23 \times 1.157 \times (283.28 - T_{\text{fluegas-out}}) \\ T_{\text{fluegas-out}} &= 283.28 - (2,270.44 / (25.23 \times 1.157))^{\circ}\text{C} \\ &= 205.5^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

การคำนวณอุณหภูมิด้านอากาศป้อน

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{actual-new}} &= \dot{m}_{\text{air}} \cdot C_{p \text{ air}} \cdot (T_{\text{air-out}} - T_{\text{air-in}}) \\ 2,270.44 &= 18.26 \times 1.0097 \times (T_{\text{air-out}} - 65.5) \text{ kW} \\ T_{\text{air-out}} &= 283.28 - (2,270.44 / (18.26 \times 1.0097))^{\circ}\text{C} \\ &= 188.66^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

ดังนั้นหากพิจารณาอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออกของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่คำนวณได้นี้ จะมีค่าที่ต่ำกว่าค่ามาตรฐานที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของน้ำมันเตา ซึ่งจะถูกลบควบคุมให้อยู่ที่ 230°C แต่อย่างไรก็ตามจากการคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้างของสารประกอบกำมะถันที่มีอยู่จริงในระบบมีค่าเท่ากับ 148.6°C ซึ่งสามารถกล่าวได้ว่าที่อุณหภูมิก๊าซไอเสียใหม่ที่คำนวณได้ที่ 188.66°C นั้น ยังมีค่าสูงเกินกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างอยู่ถึง 40°C และสูงกว่าค่ามาตรฐาน

ความปลอดภัยอยู่ถึง 20°C ซึ่งถือได้ว่าเป็นค่าที่ปลอดภัยที่สูงกว่าค่ามาตรฐาน API-560 กำหนด ดังนั้นสามารถกล่าวโดยสรุปได้ว่าการปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน จะส่งผลต่ออัตราแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศอย่างมีนัยสำคัญ โดยผลรวมของการอนุรักษ์พลังงานที่เกิดขึ้นจากการศึกษาขึ้นอยู่กับระดับน้ำจูงใจ กล่าวคือ มีอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมเพิ่มขึ้นถึง 2,953.63 kW ซึ่งคิดเป็นค่าอัตราเชื้อเพลิงที่ต้องใช้เท่ากับ 6.3 เมตริกตันเชื้อเพลิงเทียบเท่าต่อวัน (TOE) และนับเป็นการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ใหม่เพื่อก่อให้เกิดการอนุรักษ์พลังงานขึ้นอย่างยิ่ง

13.3 ผลกระทบที่มีต่อพัฒนาคุณภาพไอเสีย

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนครั้งนี้ ส่งผลทำให้เกิดการประหยัดการใช้เชื้อเพลิงที่ใช้ในเตาถลุงน้ำมันดิบปริมาณหนึ่ง และส่งผลให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียลดต่ำลง อันเนื่องมาจากอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น ซึ่งมีความจำเป็นต้องศึกษาผลกระทบที่อาจส่งผลต่อพัฒนาคุณภาพไอเสียด้วย ซึ่งจากสมมติฐานการออกแบบนั้น จะต้องไม่ส่งผลกระทบต่ออุปกรณ์ที่มีอยู่เดิม จนถึงขั้นการเปลี่ยนพัฒนาคุณภาพไอเสียซึ่งจะส่งผลกระทบต่อการลงทุนที่เพิ่มขึ้นในที่สุด จากการศึกษาข้อมูลการออกแบบเดิมของพัฒนาคุณภาพไอเสีย และเปรียบเทียบผลที่เกิดขึ้นภายหลังการออกแบบ สามารถแสดงผลเปรียบเทียบได้ดังแสดงในตารางที่ 3-24

ตารางที่ 3-24 ข้อมูลเปรียบเทียบของพัฒนาคุณภาพไอเสียก่อนและหลังการออกแบบ

รายการข้อมูลเปรียบเทียบ	หน่วยวัด	ข้อมูลของอุปกรณ์	ข้อมูลก่อนการปรับปรุง	ข้อมูลหลังการปรับปรุง
อัตราการไหลเชิงมวล	Kgsec	25.83	25.23	25.23
อัตราการไหลเชิงปริมาตร	dm ³ /sec	37,300	41,580	35,434
แรงดันตกคร่อม CVB	mmH ₂ O	5.0	4.0	1.83
แรงดันก๊าซไอเสียขาเข้า APH	mmH ₂ O	-43	-70	-68
แรงดันก๊าซไอเสียขาเข้าพัฒนาคุณภาพ	mmH ₂ O	-155	-250	-248
แรงดันก๊าซไอเสียขาออกพัฒนาคุณภาพ	mmH ₂ O	-25	-20	-20
อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้าพัฒนาคุณภาพ	°C	230	288.52	205.5
น้ำหนักมวลของก๊าซไอเสีย	kg/kmol.	29.8	28.16	28.16
ความหนาแน่นก๊าซไอเสีย	Kgm ³	0.705	0.607	0.712

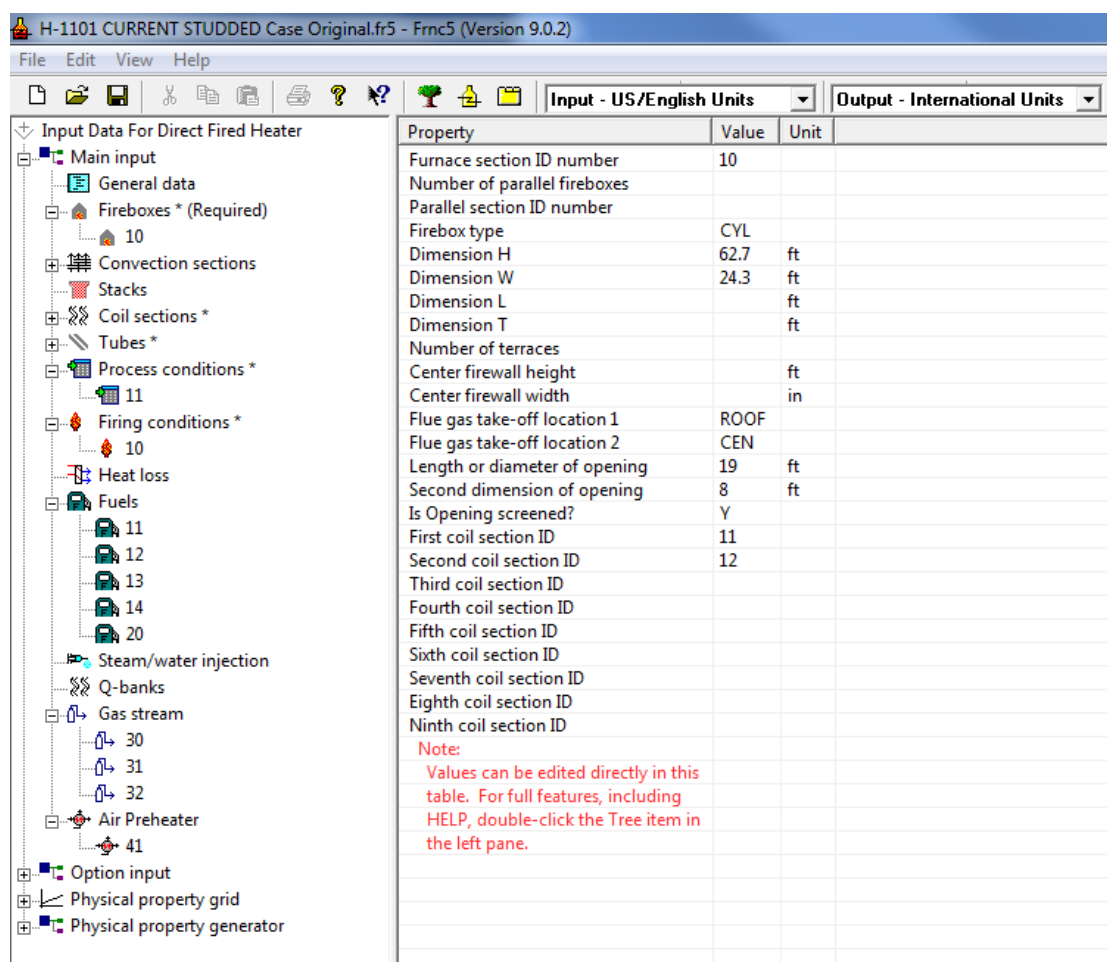
จากผลการเปรียบเทียบข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เปลี่ยนแปลงไปจากการปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน CVB นั้นระบบ จะส่งผลให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียลดต่ำลงจากเดิม 288°C ลดลงเหลือ 205°C นั้น ทำให้ความหนาแน่นของก๊าซไอเสียมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนเพียง 1.04% ของค่าการออกแบบเดิม แต่เมื่อพิจารณาถึงอัตราการไหลของก๊าซไอเสียเชิงปริมาตรที่ลดลง คิดเป็นร้อยละ 23% ของปริมาตรที่ใช้งานจริงในปัจจุบัน ทั้งนี้เมื่ออุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลง ในขณะที่ต้องการควบคุมแรงดันของระบบให้คงที่ จึงสามารถที่จะสรุปได้ว่า พัดลมดูดก๊าซไอเสียนี้จะยังคงสามารถรองรับการทำงานในสภาวะการออกแบบใหม่ที่มีอุณหภูมิลดต่ำลงได้ อันเนื่องมาจากก๊าซไอเสียมีปริมาตรลดลง ถึง 23% จากค่าการดำเนินงานปัจจุบัน อีกประการหนึ่งพบว่า อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่อยู่ในระดับต่ำลง จะช่วยยืดอายุของอุปกรณ์ต่าง ๆ ให้สามารถใช้งานได้ยาวนานขึ้นอีกด้วย

14. การประเมินการออกแบบอุปกรณ์ด้วยการจำลองสถานการณ์ของเตากลั่นน้ำมันดิบด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC

การใช้โปรแกรมสำเร็จรูปที่มีชื่อเรียกทางการค้าว่า FRNC-5PC เป็น โปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถใช้ในการจำลองสถานการณ์ทางความร้อนของเตากลั่นน้ำมันหลายประเภทนั้น ซึ่งเป็นโปรแกรมที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในวงการการออกแบบเตาเผาขนาดใหญ่ ซึ่งมีความซับซ้อนอย่างมากทั้งในด้านของกระบวนการผลิต ปฏิบัติการถ่ายเทความร้อนของโลหะ ตลอดจนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจากปัจจัยที่เกิดขึ้นเป็นลักษณะไดนามิก ซึ่งโปรแกรมสำเร็จรูปจะช่วยในการคำนวณซ้ำ ๆ เพื่อแสดงผลออกมาเป็นค่าผลลัพธ์ทางความร้อนต่าง ๆ ที่มีความสำคัญต่อของไหลภายในท่อ อุณหภูมิที่มีการเปลี่ยนแปลงไปในแต่ละช่วง ตลอดจนบ่งชี้ถึงขีดจำกัดทางด้านความร้อนที่จะส่งผลเสียต่ออุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ออกแบบไว้ ซึ่งจะช่วยให้ผู้ออกแบบสามารถปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ทางความร้อน และเลือกสรรวัสดุที่จะนำมาใช้ได้อย่างถูกต้องเหมาะสม และปลอดภัยต่อการใช้งาน

นอกจากนี้ภายใน โปรแกรมสำเร็จรูปนี้จะแสดงผลลัพธ์ของการสมดุลทางความร้อนของระบบที่ได้ทำการออกแบบไว้ในส่วนต่าง ๆ ตลอดจนสามารถนำผลของอุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อนการปล่อยออกสู่ปล่องได้ ซึ่งผลลัพธ์นี้จะมีส่วนช่วยให้ผู้ศึกษาวิจัยสามารถพิจารณาถึงอุณหภูมิต่าง ๆ ณ จุดที่เกิดสภาวะสมดุลทางความร้อน แสดงผลการเกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แต่ละชุด รวมถึงแสดงสถานะของของไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อได้อย่างละเอียด ทั้งนี้ผลลัพธ์ของโปรแกรมจำลองจะช่วยให้ผู้ศึกษาวิจัยสามารถประเมินผลการออกแบบได้อย่างรอบคอบครอบคลุมในทุกส่วนของเตาเผาไหม้ และเพื่อให้การประเมินเปรียบเทียบผลการออกแบบผู้ศึกษาวิจัยจำเป็นต้องทำการเปรียบเทียบการออกแบบทั้งสองกรณี ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

14.1 การสร้างสถานการณ์จำลองทางอุณหภูมิจากเตาถลุงน้ำมัน ณ สภาวะปัจจุบัน ข้อมูลอุปกรณ์และข้อมูลการผลิตในส่วนต่าง ๆ ของเตาถลุงน้ำมันที่ได้ทำการศึกษา ในครั้งนี้ ได้ถูกนำมาป้อนข้อมูลเพื่อจำลองสถานการณ์เตาถลุงน้ำมันในสภาวะปัจจุบันของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่มีการใช้งานอยู่จริง ให้กับ โปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC เพื่อให้โปรแกรมได้ทำการคำนวณและประมวลผลลัพธ์ต่าง ๆ ออกมาในรูปแบบของข้อมูลทางความร้อน ทั้งนี้ผู้ศึกษาวิจัยได้ทำการป้อนข้อมูลการออกแบบปัจจุบันลงไป ในโปรแกรมสำเร็จรูปนี้ เพื่อทำการประมวลผลลัพธ์การจำลองสถานการณ์ ดังแสดงในภาพที่ 3-30 ส่วนผลของข้อมูลผลลัพธ์สรุปที่สำคัญของการจำลองการถ่ายเทความร้อนในส่วนต่าง ๆ ของเตาเผาอุตสาหกรรมนี้ ถูกแสดงอยู่ในภาคผนวก ค



Property	Value	Unit
Furnace section ID number	10	
Number of parallel fireboxes		
Parallel section ID number		
Firebox type	CYL	
Dimension H	62.7	ft
Dimension W	24.3	ft
Dimension L		ft
Dimension T		ft
Number of terraces		
Center firewall height		ft
Center firewall width		in
Flue gas take-off location 1	ROOF	
Flue gas take-off location 2	CEN	
Length or diameter of opening	19	ft
Second dimension of opening	8	ft
Is Opening screened?	Y	
First coil section ID	11	
Second coil section ID	12	
Third coil section ID		
Fourth coil section ID		
Fifth coil section ID		
Sixth coil section ID		
Seventh coil section ID		
Eighth coil section ID		
Ninth coil section ID		
Note:		
Values can be edited directly in this table. For full features, including HELP, double-click the Tree item in the left pane.		

ภาพที่ 3-31 การป้อนข้อมูลของโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

จากภาพข้อมูลผลลัพธ์ของ โปรแกรมจำลองดังแสดงในภาพที่ 3-30 นั้น เป็นการสร้างฐานข้อมูลก่อนการเปลี่ยนแปลง เพื่อนำผลลัพธ์ที่ได้เป็นฐานข้อมูลเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบ

ผลลัพธ์ของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ ที่จะทำให้การปรับปรุงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้วยวัสดุที่แตกต่างกัน 3 ชนิด และเปลี่ยนลักษณะทางกายภาพจากแท่งรับความร้อน เป็นครีบริบความร้อนแทน ทั้งนี้การออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ดังกล่าวจะทำให้การจำลองการออกแบบในลำดับต่อไป

14.2 การสร้างสถานการณ์จำลองทางอุณหภูมิจากเตาถลุงน้ำมัน ภายหลังจากการออกแบบปรับปรุง

จากสมมติฐานการออกแบบ ได้กำหนดขอบเขตให้มีการเลือกใช้วัสดุเป็นชนิดท่อครีบริบภายใต้ข้อกำหนดที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น ซึ่งวัสดุที่นำมาใช้ในแบบจำลองประกอบด้วยวัสดุที่นำมาทำครีบริบทั้งสิ้น 3 ชนิด คือ

1. ครีบริบที่ทำจากวัสดุเหล็กกล้า Carbon steel (CS)
2. ครีบริบที่ทำจากวัสดุโลหะผสมไร้สนิม Alloy stainless steel (11-13Cr)
3. ครีบริบที่ทำจากวัสดุโลหะผสมไร้สนิม Alloy stainless steel (18Cr-8Ni)

จากการจำลองต้นแบบเตาเผาใหม่ในสภาพการณ์ปัจจุบัน เป็นที่เรียบร้อยแล้วนั้น จึงได้ดำเนินการออกแบบเปลี่ยนแปลงประเภท และรูปแบบเป็นวัสดุครีบริบ รวมทั้งทำการปรับเปลี่ยนขนาดของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของท่อครีบริบให้สอดคล้องกับการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ได้ทำการคำนวณไว้ ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมจำลองได้แสดงผลสรุปดังในตารางที่ 3-25 (รายละเอียดของผลลัพธ์ทั้งหมดได้แสดงในภาคผนวก ค)

ตารางที่ 3-25 ข้อมูลสรุปของผลลัพธ์โปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC ก่อน และหลังการปรับปรุง

รายละเอียดข้อมูล	หน่วยวัด	แท่ง CS	ครีบริบ CS	ครีบริบ 11-13Cr	ครีบริบ 18Cr- 8Ni
อัตราการใช้พลังงานของระบบ	MW _{th}	39.1	37.01	37.06	37.11
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ห้องเผาไหม้	MW _{th}	24.3	23.1	23.16	23.21
อัตราการถ่ายเทความร้อนของ CVB	MW _{th}	8.45	9.62	9.58	9.56
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศ	MW _{th}	2.96	2.56	2.60	2.65
อัตราการสูญเสียผ่านผนังที่ห้องเผาไหม้	MW _{th}	2.07	1.96	1.97	1.97
อัตราการสูญเสียผ่านผนังที่ CVB	MW _{th}	0.15	0.125	0.125	0.126
อุณหภูมิน้ำมันดิบขาเข้าเตาถลุง ๑	°C	238.8	238.7	238.7	238.6

ตารางที่ 3-25 (ต่อ)

รายละเอียดข้อมูล	หน่วยวัด	แท่ง CS	ครีป CS	ครีป 11-13Cr	ครีป 18Cr-8Ni
อุณหภูมิน้ำมันดิบขาออกจาก CVB	°C	267.0	271.0	270.8	270.6
อุณหภูมิน้ำมันดิบขาออกจากเตากลั่น ฯ	°C	340.2	340.2	340.2	340.2
อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ห้องเผาไหม้	°C	863.8	846.9	847.4	848.1
อุณหภูมิก๊าซไอเสียออกจาก CVB.	°C	450.4	345.4	347.9	350.6
อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C	387.9	311.6	313.4	315.3
อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C	271.9	205.5	205.5	205.5
อุณหภูมิอากาศขาเข้าที่อุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C	65	65	65	65
อุณหภูมิอากาศขาออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C	257.8	240.6	243.5	246.7
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนห้องเผาไหม้	m ²	672.9	672.9	672.9	672.9
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ CVB ท่อเกลี้ยง	m ²	391.8	195.9	195.9	195.9
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ CVB แท่งครีป	m ²	614.7	2,051	2,051	2,051
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดที่ CVB	m ²	1,006.5	2,246.	2,246.9	2,246.9
			9		
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแท่งครีป ณ 800°C	W/m.K	41.16	41.16	27.94	20.85
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำมันดิบขาเข้า CVB (hi, inlet)	W/m.K	1,305.8	1,303.	1,303.4	1,303.8
			5		
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำมันดิบขาออกจาก CVB (hi, outlet)	W/m.K	1,521.8	1,542.	1,542.2	1,541.32
			8		
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซไอเสียขาเข้า CVB (ho, inlet)	W/m.K	48.77	32.61	32.62	32.65
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซไอเสียขาออกจาก CVB (ho, outlet)	W/m.K	33.93	20.12	20.15	20.20
Overall heat transfer coefficient (Ui)	W/m ² .K	17.17	11.49	11.3	11.13
Overall heat transfer coefficient (Uo)	W/m ² .K	16.98	16.65	16.65	16.66
อุณหภูมิผิวสูงสุดของท่อเกลี้ยงของ CVB	°C	309.4	300.8	300.8	300.6
อุณหภูมิผิวสูงสุดของท่อแท่งครีปของ CVB	°C	292.3	311.9	317.8	311.5
อุณหภูมิของวัสดุแท่ง/ ครีปโลหะ (สูงสุด)	°C	610.9	600.3	606.3	612.5
แรงดันตกคร่อมที่ CVB ด้านก๊าซไอเสีย	mmH ₂ O	15.33	5.955	5.974	6.006

15. การประเมินผล/ เปรียบเทียบผลการจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่นน้ำมันด้วยโปรแกรม FRNC-5PC

จากข้อมูลเปรียบเทียบผลลัพธ์ของโปรแกรมสถานการณ์จำลองเตากลั่นน้ำมันที่ได้แสดงในตารางที่ 3-25 นั้น พบว่าสามารถกล่าวสรุปแนวทางการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์โดยการเพิ่มพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนจากท่อประเภทแท่งรับความร้อน (Studded tube) มาเป็นท่อประเภทครีป (Smooth finned tube) ได้ดังต่อไปนี้

15.1 การเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน นั้นสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ CVB ได้จริงตามสมมติฐานของการศึกษาวิจัย ซึ่งสามารถส่งผลให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการออกแบบลดลงได้จริงภายใต้ขอบเขตที่จำกัดต่าง ๆ โดยผลลัพธ์ของโปรแกรมแสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลงจากเดิมที่ 450°C ลดลงมาอยู่ที่ 350°C ซึ่งยังลดลงได้น้อยกว่าเป้าหมายอยู่อีกราว 60°C ทั้งนี้พบว่า พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนคำนวณที่ได้จากโปรแกรม FRNC-5PC นั้น มีค่าน้อยกว่าพื้นที่ที่ได้จากการคำนวณเบื้องต้นอยู่อีกถึง 320 ตารางเมตร ซึ่งเกิดจากความคาดเคลื่อนของวิธีการคำนวณของโปรแกรม โดยความแตกต่างของพื้นที่รับความร้อนนี้ แสดงให้เห็นความสอดคล้องกับอุณหภูมิที่ไม่สามารถลดลงได้ตามเป้าหมายนั่นเอง

15.2 แรงดันตกคร่อมที่ท่อครีปรับความร้อน จากผลของการปรับปรุงมีข้อดีอย่างเห็นได้ชัดว่าแรงดันตกคร่อมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้มีค่าลดลงเหลือราว 35% เมื่อเทียบกับปัจจุบัน ทั้งนี้ให้ข้อสังเกตว่า ข้อกำหนดและการเลือกใช้ความถี่ของครีปตามมาตรฐาน API-560 นั้น มิได้ส่งผลเสียต่อระบบเดิมเลย ถึงแม้จะพบว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นกว่าเดิมถึง 220%

15.3 ประเภทของวัสดุครีปที่เลือกใช้ สำหรับวัสดุครีปรับความร้อนนั้นพบว่าตัววัสดุครีปรับความร้อนที่เลือกมาทั้งสิ้น 3 ชนิดนั้น กล่าวได้ว่า วัสดุครีป Carbon steel และ 11-13Cr นั้น ไม่สามารถนำมาใช้ได้เพราะอุณหภูมิครีปสูงเกินกว่า 454°C และ 593°C ตามลำดับ ซึ่งเกินขีดจำกัดที่ยอมรับได้ทางวิศวกรรม และข้อกำหนดของ API-560 จึงเหลือเพียงวัสดุเพียง 1 ชนิดเท่านั้นที่เลือกสามารถนำมาใช้ออกแบบได้ โดยไม่ส่งผลเสียต่ออุณหภูมิวัสดุแต่อย่างใด คือ 18Cr-8Ni เท่านั้นที่มีอุณหภูมิวัสดุครีปที่ผ่านข้อกำหนด อันเนื่องมาจากวัสดุชนิดนี้ มีคุณสมบัติที่ทนต่ออุณหภูมิได้มากกว่า คือ 815°C จึงขอพิจารณาเลือกใช้วัสดุ 18Cr-8Ni เป็นวัสดุที่ใช้ในการออกแบบและประเมินผลประหยัด ในลำดับต่อไป

16. การประเมินราคาการลงทุนและค่าใช้จ่ายในการปรับปรุงอุปกรณ์

จากผลการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในครั้งนี เป็นการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้กับอุปกรณ์ โดยหากพิจารณาขั้นตอนและวิธีการเปลี่ยนท่อภายในอุปกรณ์เพียงอย่างเดียว จะพบว่า การเปลี่ยนเฉพาะอุปกรณ์ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีความต้องการใช้ระยะเวลาในการดำเนินการตัดเปลี่ยนมากกว่า การเปลี่ยนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทั้งชุด ซึ่งระยะเวลาการหยุดซ่อมหน่วยกลั่นเพื่อเปลี่ยนอุปกรณ์จะคิดมูลค่าการสูญเสียโอกาสในการผลิตด้วย ดังนั้นการประเมินการลงทุนของการปรับปรุงอุปกรณ์ จะคำนึงถึงระยะเวลาในการดำเนินการเป็นสิ่งสำคัญ ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อค่าใช้จ่ายในการดำเนินการทั้งหมดด้วย จากการพิจารณาถึงข้อจำกัดในทุก ๆ ด้าน การเปลี่ยนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้จะกำหนดให้เป็นการเปลี่ยนอุปกรณ์ใหม่แบบทั้งชุด โดยอุปกรณ์ส่วนใหญ่จะสามารถประกอบและติดตั้งได้ล่วงหน้าคงเหลือเฉพาะในส่วนของการติดตั้งอุปกรณ์เท่านั้น ซึ่งจะส่งผลให้ระยะเวลาดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์จนแล้วเสร็จ โดยไม่กระทบต่อเวลาการหยุดซ่อมบำรุงหน่วยผลิต

ดังนั้นค่าใช้จ่ายของการลงทุนและค่าใช้จ่ายในการปรับปรุงอุปกรณ์ สามารถแบ่งประเภทของค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นของโครงการออกเป็น ส่วน ๆ ดังแสดงในตารางที่ 3-26

ตารางที่ 3-26 ข้อมูลประมาณการเงินลงทุน และค่าใช้จ่ายโครงการ

รายการเงินลงทุน	จำนวนเงิน
ค่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน	46 ล้านบาท ^[1]
ประมาณการค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง/ รื้อถอน	10 ล้านบาท ^[2]
ค่าใช้จ่ายเบ็ดเตล็ด ความคาดเคลื่อนของราคา	5 ล้านบาท ^[3]
รวมเงินลงทุนทั้งโครงการ	61 ล้านบาท

หมายเหตุ 1. อ้างอิงข้อมูลค่าใช้จ่ายด้วยการสอบราคาจากผู้ผลิตอุปกรณ์ CVB โดยบริษัท OnQuest (BORN) Canada ULC.

2. อ้างอิงข้อมูลประมาณการค่าใช้จ่ายโดยวิศวกรโครงการ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

3. ประมาณการค่าใช้จ่ายที่คาดเคลื่อนจากการประเมิน 10%

17. การวิเคราะห์จุดคุ้มทุน

การวิเคราะห์ผลการประหยัดพลังงานนั้น ได้กำหนดให้ข้อมูลที่ได้ออกมาจากการตรวจวัดจริง ซึ่งเป็นข้อมูลการผลิตโดยเฉลี่ยที่เกิดขึ้นจริง ณ สภาวะคงที่ ดังนั้นข้อมูลอัตราการใช้เชื้อเพลิงที่

ทำการตรวจวัดได้จึงถือเป็นข้อมูลตั้งต้นก่อนการดำเนินโครงการปรับปรุง และเมื่อทราบผลของการออกแบบที่ดีที่สุดของการปรับปรุงอุปกรณ์แล้ว จะใช้ข้อมูลผลลัพธ์ของโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC เพื่อใช้เป็นข้อมูลเปรียบเทียบอัตราการใช้เชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นทั้งก่อน และหลังการออกแบบติดตั้ง โดยข้อมูลผลลัพธ์ของแบบจำลอง ซึ่งเมื่อได้ทำการเปรียบเทียบอัตราการใช้เชื้อเพลิง ของอุปกรณ์ที่ได้ทำการออกแบบนั้น ผลการเปรียบเทียบการใช้เชื้อเพลิงนั้น ได้แสดงดังตารางที่ 3-27

ตารางที่ 3-27 ข้อมูลเปรียบเทียบอัตราการใช้เชื้อเพลิงก่อน และหลังการออกแบบ

รายการข้อมูลเปรียบเทียบ	หน่วยวัด	ข้อมูลก่อน	ข้อมูลหลัง
		การปรับปรุง (แบบจำลอง)	การปรับปรุง (แบบจำลอง)
อัตราการใช้พลังงานความร้อน	MW _{th}	39.1	37.1
อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	TOE	83.41	79.14
อัตราผลประหยัดเชื้อเพลิง	TOE		4.27
มูลค่าผลประหยัด	ล้านบาท		15.77

จากผลของการเปรียบเทียบผลประหยัดของอัตราการใช้เชื้อเพลิงที่ได้ พบว่าภายหลังการออกแบบอุปกรณ์ พบว่ามีอัตราการใช้เชื้อเพลิงลดลงคิดเป็นอัตราประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงเท่ากับ 4.27 ตัน น้ำมันเชื้อเพลิงเทียบเท่า (TOE) ต่อวัน (ผลการประหยัดจากผลของโปรแกรมจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่น) ซึ่งจะทำการนำข้อมูลการประหยัดเชื้อเพลิงนี้มาใช้ในการประเมินจุดคุ้มทุนโครงการในลำดับต่อไป

แต่เนื่องจากผลประหยัดที่ได้นั้น จะมีความสัมพันธ์กับราคาเชื้อเพลิงในภูมิภาคที่มีความผันผวนมากในอนาคต ซึ่งในการประเมินครั้งนี้ จะถูกกำหนดให้ราคาเชื้อเพลิงต่อหน่วยนั้นจะเป็นราคาที่ได้จากการคาดการณ์จากราคาเชื้อเพลิงจริงที่ใช้ โดยมิได้คำนึงถึงความผันผวนที่อาจเกิดขึ้นทั้งนี้กำหนดให้

ราคาเชื้อเพลิงต่อตัน = 302 เหรียญสหรัฐต่อตันน้ำมันเชื้อเพลิงเทียบเท่า (ข้อมูลเฉลี่ยราคาเชื้อเพลิงของกระทรวงพลังงาน 2558 ณ เดือนมกราคม-สิงหาคม พ.ศ. 2558)

อัตราแลกเปลี่ยน = 34 บาทต่อเหรียญสหรัฐ

มูลค่าการลงทุน = 61 ล้านบาท ต่อโครงการ

กำลังการผลิต (Load factor) = 360 วันต่อปี (0.986)

แทนค่าผลประหยัด

ผลประหยัดเชื้อเพลิง = 4.3 ตันเชื้อเพลิงเทียบเท่าต่อวัน

$$= 4.3 \text{ ตัน} \times 302 \text{ \$} \times 34 \text{฿} \times 360 \text{ วัน}$$

$$= 15.77 \text{ ล้านบาทต่อปี}$$

ดังนั้นการประเมินจุดคุ้มทุนโครงการนั้น จะทำการประเมินด้วยวิธีการ 2 วิธีการ คือ

1. วิธีการหาจุดคืนทุนแบบง่าย (Simple payback period: SPP)
2. วิธีการผลตอบแทนการลงทุนภายใน (Internal rate of return: IRR)

วิธีการที่ 1 คือ วิธีการหาจุดคืนทุนแบบง่าย (Simple payback period: SPP) สามารถ

คำนวณหาอัตราผลตอบแทนการลงทุนด้วยวิธีการดังสมการที่ 3-44

$$SPP = \frac{TI}{AS} \quad (3-44)$$

เมื่อ

SPP คือ ระยะเวลาคืนทุน (ปี)

TI คือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนโครงการ (ล้านบาท)

AS คือ ต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้ต่อปี (ล้านบาทต่อปี)

แทนค่าจะได้ว่า

$$SPP = \frac{61}{15.77} = 3.86 \text{ ปี (1,411 วัน)}$$

วิธีการที่ 2 คือ วิธีการหาผลตอบแทนภายใน IRR (Internal rate of return) สามารถ

คำนวณหาอัตราผลตอบแทนการลงทุนด้วยวิธีการดังสมการที่ 3-45

$$IRR = \sum_{t=0}^n \frac{(Bt - Ct)}{(1+r)^t} = 0 \quad (3-45)$$

$$PV = \frac{FV}{(1+r)^n} \quad (3-46)$$

$$-I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{ES_t}{(1+IRR)^t} = 0 \quad (3-47)$$

เมื่อ

IRR คือ อัตราผลตอบแทนภายใน (%)

Bt คือ ผลตอบแทนสุทธิ ณ ปีที่ t (บาท)

Ct คือ ค่าใช้จ่ายสุทธิ ณ ปีที่ t (บาท)

t คือ ลำดับที่ของปีที่ต้องการคำนวณค่า (-)

r คือ อัตราดอกเบี้ยคิดลดของโครงการ ณ ปีที่คำนวณ (%)

PV คือ มูลค่าปัจจุบันของเงินลงทุนโครงการ (บาท)

FV คือ มูลค่าในอนาคตของเงินลงทุนโครงการ (บาท)

n คือ ระยะเวลาโครงการ (ปี)

ES_t คือ ต้นทุนพลังงานที่ประหยัดได้รายปี (บาท)

I_0 คือ เงินลงทุนตอนเริ่มต้นโครงการ (บาท)

ด้วยวิธีการคำนวณเพื่อหาผลตอบแทนการลงทุนภายในด้วยวิธีการ IRR และ NPV นั้น

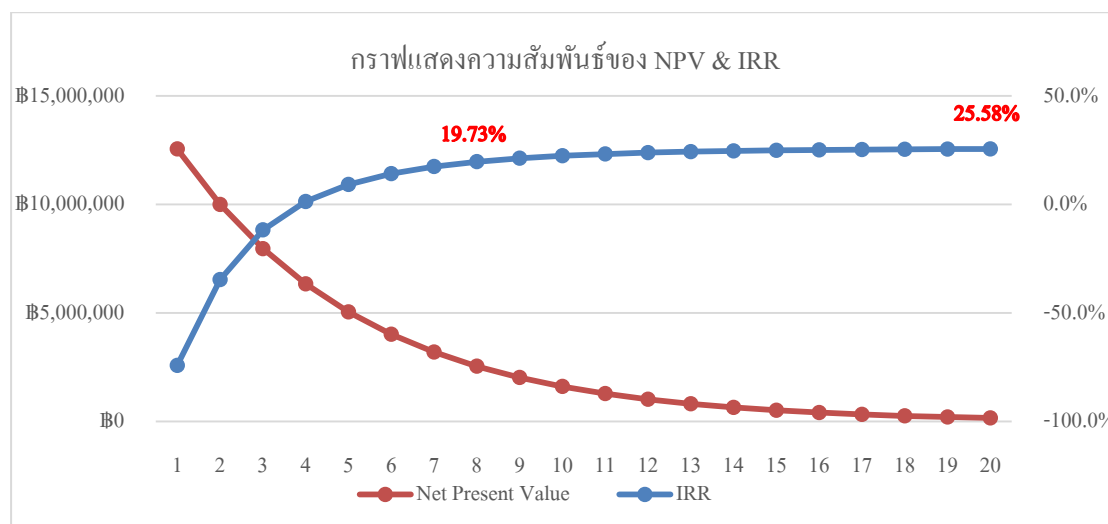
ใช้โปรแกรม Microsoft excel ในการคำนวณหาอัตราผลตอบแทนซึ่งผลการคำนวณนั้น ได้ดังแสดงในตารางที่ 3-28 และตารางที่ 3-29

ตารางที่ 3-28 ข้อมูลอัตราผลตอบแทนการลงทุนภายใน และมูลค่าปัจจุบันสุทธิ

ลำดับที่ (ปี)	ผลตอบแทนมูลค่าเงิน ปัจจุบัน (NPV) (บาท)	อัตราดอกเบี้ยลด ค่า (DR)	มูลค่าเงิน อนาคต (FV) (บาท)	อัตราผลตอบแทน ภายในIRR %
0	(61,000,000.00)	1.000000	-	
1	15,771,648	0.796282	12,558,686	-74.14%
2	15,771,648	0.634066	10,000,261	-34.61%
3	15,771,648	0.504895	7,963,032	-11.70%
4	15,771,648	0.402039	6,340,822	1.36%
5	15,771,648	0.320137	5,049,085	9.22%
6	15,771,648	0.254919	4,020,498	14.20%
7	15,771,648	0.202988	3,201,451	17.49%
8	15,771,648	0.161636	2,549,259	19.73%
9	15,771,648	0.128708	2,029,930	21.31%
10	15,771,648	0.102488	1,616,398	22.44%
11	15,771,648	0.081609	1,287,109	23.27%

ตารางที่ 3-28 (ต่อ)

ลำดับที่ (ปี)	ผลตอบแทนมูลค่าเงิน ปัจจุบัน (NPV) (บาท)	อัตราดอกเบี้ยลด ค่า (DI)	มูลค่าเงิน อนาคต (FV) (บาท)	อัตราผลตอบแทน ภายในIRR %
12	15,771,648	0.064984	1,024,902	23.87%
13	15,771,648	0.051745	816,112	24.33%
14	15,771,648	0.041204	649,855	24.68%
15	15,771,648	0.032810	517,468	24.94%
16	15,771,648	0.026126	412,051	25.14%
17	15,771,648	0.020804	328,109	25.30%
18	15,771,648	0.016566	261,267	25.42%
19	15,771,648	0.013191	208,043	25.51%
20	15,771,648	0.010504	165,661	25.58%



ภาพที่ 3-31 ความสัมพันธ์เชิงเส้นระหว่าง NPV และ IRR ของผลตอบแทนตลอดโครงการ

ตารางที่ 3-29 ข้อมูลสรุปเปรียบเทียบอัตราการใช้เชื้อเพลิงก่อน และหลังการออกแบบ

รายการข้อมูลเปรียบเทียบ	หน่วยวัด	ข้อมูลก่อน การปรับปรุง (แบบจำลอง)	ข้อมูลหลัง การปรับปรุง (แบบจำลอง)
อัตราการใช้พลังงานความร้อน	MW _{th}	39.1	37.1
อัตราการถ่ายเทความร้อนในการผลิต	MW _{th}	32.75	32.75
อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	TOE	83.41	79.14
ประสิทธิภาพเตาถ่าน ๑	%	78.7	82.8
ประสิทธิภาพที่เปลี่ยนแปลง	%		4.1
อัตราผลประโยชน์เชื้อเพลิง	TOE		4.27
จำนวนเงินลงทุน โครงการ	ล้านบาท		61.0
มูลค่าผลประโยชน์	ล้านบาท		15.77
ผลตอบแทนการลงทุน (SPP)	ปี		3.86
ผลตอบแทนการลงทุน (IRR) ^[1]	%		25.58

หมายเหตุ % IRR ที่สถานประกอบการให้ความสนใจต่อการลงทุนโครงการกำหนดไว้ที่ขั้นต่ำ 15%

การประเมินผลตอบแทนจากผลประโยชน์ที่ได้จากโปรแกรมสถานการณ์จำลองของเตาถ่าน ๑ นี้แสดงผลของการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อนของเตาถ่านน้ำมันดิบที่มีความซับซ้อน โดยมีลักษณะการคำนวณที่เป็นไดนามิกส์ และมีองค์ประกอบอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องเป็นจำนวนมาก ทั้งหมดที่กล่าวมานี้ ล้วนมีผลต่ออัตราการใช้พลังงานของเตาถ่านน้ำมันนี้ทั้งสิ้น ซึ่งผลประโยชน์ที่ได้ดังแสดงในตารางที่ 3-30 นั้น ได้แสดงผลตอบแทนการลงทุน โครงการคิดเป็นสัดส่วนผลตอบแทนการลงทุนภายใน (IRR) เท่ากับ 25.58% ซึ่งสูงกว่าข้อกำหนดของสถานประกอบการที่กำหนดอัตราขั้นต่ำไว้ที่ 15% และคิดเป็นอัตราผลตอบแทนแบบง่าย เท่ากับ 3.86 ปี ซึ่งจากผลประโยชน์ดังกล่าว จึงเป็นอีกแนวทางการปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อนหนึ่ง ที่น่าสนใจที่จะดำเนินการปรับปรุงและใช้งานอย่างเป็นรูปธรรม ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดไว้ในขอบเขตของการศึกษาวิจัย ๑ และก่อให้เกิดแนวทางการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเตาถ่านน้ำมันดิบเพิ่มขึ้นในอนาคตได้

บทที่ 4

ผลการศึกษา

การวิเคราะห์ข้อมูลการผลิต

การวิเคราะห์ข้อมูลการผลิตที่ใช้สำหรับการดำเนินงานศึกษาวิจัยพบว่าเป็นข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดด้วยเครื่องมือวัดต่าง ๆ และข้อมูลน้ำมันดิบนั้น ได้มาจากการเก็บตัวอย่างและทำการวิเคราะห์ผ่านห้องปฏิบัติการทดสอบ โดยข้อมูลดิบที่ได้จากการตรวจวัดวิเคราะห์นี้ จะถูกนำมาป้อนข้อมูลให้กับ โปรแกรมสำเร็จรูปทางคอมพิวเตอร์ เพื่อประมวลผลและแสดงผลลัพธ์ของข้อมูลทางเคมี และข้อมูลคุณสมบัติทางด้านความร้อนของสารประเภทต่าง ๆ ที่จำเป็นสำหรับการคำนวณออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน แต่เนื่องจากข้อมูลการผลิตที่ใช้ในการสุ่มตรวจวัดนั้น เป็นข้อมูลที่ได้มาจากการสุ่มตรวจวิเคราะห์ ณ สถานะหนึ่งของกระบวนการผลิตที่เกิดขึ้นจริง โดยผู้วิจัยได้ตั้งสมมติฐานการตรวจวิเคราะห์จากอัตราการผลิตเฉลี่ยของกระบวนการผลิตในระหว่างปีที่ผ่านมา โดยผลการตรวจวัดวิเคราะห์ต่าง ๆ ได้ถูกกล่าวไว้โดยละเอียดในขั้นตอนการศึกษาวิจัยที่ผ่านมาแล้ว นั้น กล่าวโดยสรุป คือ ข้อมูลการผลิตที่ใช้ในการคำนวณได้เกิดจากการเก็บตัวอย่างสาร และตรวจวัดข้อมูลการเผาไหม้จากข้อมูลจริงของกระบวนการผลิต โดยตรวจวัด ณ สถานะการผลิตเฉลี่ยอยู่ที่ราว 96% ของกำลังการผลิตเต็มพิกัด ซึ่งถือว่าเป็นข้อมูลการผลิตที่เหมาะสมต่อการทำการวิเคราะห์และออกแบบใหม่ได้อย่างเหมาะสม

การสร้างข้อมูลดิบจากโปรแกรมสำเร็จรูป

เนื่องจากข้อมูลทางเคมีของน้ำมันดิบ รวมถึงข้อมูลต่าง ๆ ที่จำเป็นในการคำนวณทางความร้อนนั้น มีความจำเป็นต้องอาศัยโปรแกรมสำเร็จรูป เพื่อให้ข้อมูลคุณสมบัติทางเคมี ของสารต่าง ๆ ได้ถูกประมวลผลและแสดงผลลัพธ์ออกมาในรูปแบบของข้อมูลคุณสมบัติทางความร้อน ซึ่งทางผู้ศึกษาวิจัยได้เก็บข้อมูลองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันดิบ น้ำมันเชื้อเพลิง ก๊าซเชื้อเพลิง และ ก๊าซไอเสียต่าง ๆ เพื่อใช้ในการศึกษาคำนวณและออกแบบ อีกทั้งมีความต้องการที่ใช้สำหรับป้อนข้อมูลเหล่านี้ให้กับโปรแกรมสำเร็จรูป โดยเฉพาะคุณสมบัติทางเคมี ซึ่งโปรแกรมเฉพาะนี้จะแสดงผลลัพธ์ทางความร้อนออกมาในสภาวะการณ์ที่ต่าง ๆ กัน ตามเงื่อนไขที่เกิดขึ้นจากการคำนวณทางความร้อน ซึ่งข้อมูลคุณสมบัติทางความร้อนของน้ำมันดิบได้แสดงในภาคผนวก ก

การกำหนดเป้าหมายการปรับปรุงประสิทธิภาพ

เป้าหมายการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์ทางความร้อนของเตาถลุงน้ำมันดิบ มีส่วนประกอบที่มีศักยภาพที่ช่วยลดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย และก่อให้เกิดผลการอนุรักษ์พลังงาน มีอุปกรณ์ที่สนใจอยู่ด้วยกัน 2 ชนิด คือ

1. อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air preheater)
2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank)

อุปกรณ์ทั้งสองชนิดนี้สามารถลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ให้ลดต่ำลงได้ด้วยการออกแบบอุปกรณ์ใหม่ แต่จากการศึกษาแนวทางการอนุรักษ์พลังงานของอุปกรณ์อุ่นอากาศพบว่า การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์อุ่นอากาศจะส่งผลโดยตรงต่อการเพิ่มอุณหภูมิอากาศที่ใช้สำหรับการเผาไหม้ให้สูงขึ้น และจากผลการศึกษาทดลองของผู้ผลิตหัวเผาไหม้พบความสัมพันธ์ระหว่างอากาศร้อนที่ใช้ในการเผาไหม้ที่สูงขึ้น จะส่งผลเสียต่อการเพิ่มความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x-pollutant) โดยจะพบว่าหากทำการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้นจะส่งผลให้อากาศที่ใช้มีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ จึงทำให้เป้าหมายการออกแบบอุปกรณ์จึงมุ่งไปสู่การปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนแทน

เมื่อทำการเลือกเป้าหมายอุปกรณ์ที่สอดคล้องกับขอบเขตของการศึกษาได้แล้วนั้น จึงพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปนั้น สามารถตั้งสมมติฐานได้โดยอาศัยหลักการของ Pinch approach concept ซึ่งจากการศึกษาตัวอย่างเปรียบเทียบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่มีลักษณะคล้ายคลึงกันพบว่า อุณหภูมิน้ำมันดิบสายร้อน จะสามารถถ่ายเทให้กับน้ำมันดิบสายเย็นจนมีอุณหภูมิต่ำลงได้โดยมีอุณหภูมิสูงกว่าสายเย็นขาเข้า อยู่ราว 30-50°C ดังนั้นการกำหนดเป้าหมายอุณหภูมิสายร้อนขาออกในการออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนนี้ จึงกำหนดเป้าหมายการออกแบบด้วย Pinch approach temperature โดยให้มีอุณหภูมิสายร้อนขาออกมีอุณหภูมิสูงกว่าสายเย็นขาเข้าอยู่ที่ 50°C ส่งผลให้เป้าหมายของอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีเป้าหมายลดต่ำลงจาก 458°C มาอยู่ที่ 287°C จากการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากเป้าหมายนี้ การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ จะทำให้เกิดการเพิ่มปริมาณการถ่ายเทความร้อนจากเดิมอยู่ที่ 11,288 กิโลวัตต์ เพิ่มขึ้นเป็น 15,696 กิโลวัตต์ คิดเป็นระดับการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นอีก 4,407 กิโลวัตต์ คิดเป็นสัดส่วนที่เพิ่มขึ้นอีก 39% จากอัตราการถ่ายเทความร้อนเดิมจึงเป็นเหตุจูงใจที่สำคัญในการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนที่เหมาะสมในครั้งนี้

วิธีการคำนวณและออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อน

เมื่อทราบเป้าหมายการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นแล้ว การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน ได้ดำเนินการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ โดยอาศัยเงื่อนไขการออกแบบท่อ และพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ที่เป็นมาตรฐานการออกแบบสากล ซึ่งใช้มาตรฐานของ American petroleum institute-560 (API-560) ซึ่งได้กำหนดแนวทางการออกแบบไว้ ซึ่งจากการพิจารณาถึงลักษณะ โครงสร้างหลักของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชุดเดิม พบว่ามีจำนวนท่อน้ำมันมีส่วนสำคัญต่อการกระจายการไหลของน้ำมันดิบ อีกทั้งยังส่งผลต่อการสร้างแรงดันตกคร่อมท่อที่เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งอาจทำให้เกิดผลกระทบต่ออัตราการไหลและกำลังการผลิตของหน่วยกลั่นได้ ผู้ศึกษาวิจัยจึงต้องลดความเสี่ยงที่จะก่อให้เกิดผลกระทบต่อการเพิ่มแรงดันตกคร่อมของท่อ โดยทำการยึดถือจำนวนท่อขนาดท่อที่เลือกใช้ ตลอดจนวัสดุท่อให้มีจำนวนและขนาดเท่าเดิม ไม่เปลี่ยนแปลง ยกเว้นแต่การเพิ่มปริมาณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้นแทน

จากภายใต้เงื่อนไขของกระบวนการผลิตและสภาวะแวดล้อมที่ไม่เปลี่ยนแปลง พบว่าปริมาณพื้นที่รับความร้อนที่สูงขึ้นนั้น ส่งผลให้การเลือกใช้ท่อชนิดแบ่งรับความร้อนไม่สามารถรองรับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการได้ ทำให้การออกแบบท่อโดยการเลือกใช้ท่อชนิดแบ่งรับความร้อน (Studded tube) นั้นไม่เหมาะสมต่อการออกแบบเพื่อการเพิ่มพื้นที่รับความร้อนในครั้งนี้

ดังนั้นแนวทางการออกแบบจึงนำไปสู่การเลือกสรรท่อที่มีวัสดุครีป (Finned tube) แทนในการออกแบบใหม่ โดยเลือกสรรวัสดุครีปจำนวน 3 ชนิดที่เหมาะสม และคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ โดยเป็นสิ่งสำคัญต่อการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ชุดนี้ ซึ่งผลที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชุดใหม่นี้ ได้แสดงในขั้นตอนของการศึกษาที่ได้กล่าวมา ได้ถูกทำการออกแบบด้วยมาตรฐานที่กำหนดและนำเสนอข้อมูลการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นโดยสรุป ดังแสดงใน ตารางที่ 4-1

ตารางที่ 4-1 รายละเอียดข้อมูลเปรียบเทียบการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี
การคำนวณทางทฤษฎี

คุณลักษณะโครงสร้างอุปกรณ์ CVB.	หน่วยวัด	ก่อนปรับปรุง		หลังปรับปรุง	
		In-line	In-line	In-line	In-line
รูปแบบการจัดเรียงท่อ	-	In-line	In-line	In-line	In-line
ขนาดท่อของน้ำมันดิบ	นิ้ว	6	6	6	6
การแบ่งแยกชุดท่อของน้ำมันดิบ	ชุด	4	4	4	4
จำนวนชั้นของท่อทั้งหมด	ชั้น	24	24	24	24
จำนวนท่อแบบเปลือย	ท่อ	192	64	64	64
- ท่อประเภท A-335 Gr. P5 (5Cr – 0.5Mo)	ท่อ	16	16	16	16
- ท่อประเภท A-106 Gr.B (Carbon steel)	ท่อ	112	48	48	48
จำนวนท่อแบบเพิ่มพื้นที่รับความร้อน					
- ท่อประเภทแท่ง A-106 Gr.B (CS)	ท่อ	64	-	-	-
- ท่อประเภทครีป A-106 Gr.B (CS)		-	128	128	128
ขนาด (แท่ง/ ครีป) รับความร้อน					
- ชนิดวัสดุโลหะ(แท่ง /ครีป) รับ ความร้อน	-	Carbon steel	Carbon steel	11-13Cr	18Cr-8Ni
- จำนวนชั้นของท่อ (แท่ง/ ครีป)	ชั้น	8	15.59	15.91	16.01
- ความสูงของแท่ง/ ครีป โลหะ	มม.	30	19.1	19.1	19.1
- ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของ แท่งโลหะ	มม.	12.5	-	-	-
- ความหนาของครีปโลหะ	มม.	-	2.5	2.5	2.5
- จำนวนแท่งโลหะต่อรอบ	แท่ง	15	-	-	-
- จำนวนแท่งโลหะต่อเมตร	แท่ง	939	-	-	-
- จำนวนครีปโลหะต่อเมตร	ครีป	-	118	118	118
พื้นที่รับความร้อน					
- พื้นที่ท่อเกลี้ยงทั้งหมด	ตารางเมตร	391.8	179.1	179.1	179.1
- พื้นที่ท่อแบบเพิ่มพื้นที่รับความร้อน	ตารางเมตร	614.7	2,341.8	2389.4	2410.8
- พื้นที่ท่อรับความร้อนทั้งหมด	ตารางเมตร	1,006.5	2,520.9	2,568.4	2,589.8

สร้างแบบจำลองสถานการณ์เตากลั่นน้ำมันดิบ ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5PC

จากข้อมูลการคำนวณพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ได้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังที่ได้ตั้งตารางที่ 4-1 แล้วนั้น จะถูกนำไปป้อนข้อมูลที่ออกแบบนี้ให้กับ โปรแกรมจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่นน้ำมัน (Fired heater simulation software: FRNC-5PC) เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบข้อมูลการออกแบบเดิมเทียบกับการออกแบบใหม่ ซึ่งเป็นการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ทั้งระบบ เสมือนมีการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจริงในสถานะเดียวกับปัจจุบัน ซึ่งจะทำให้สามารถตรวจสอบคุณสมบัติต่าง ๆ ทั้งทางด้านของอัตราการถ่ายเทความร้อน ณ จุดต่าง ๆ ของท่อน้ำมัน คุณสมบัติของน้ำมันดิบ อุณหภูมิก๊าซไอเสีย สถานะของการไหลของน้ำมันดิบ ซึ่งการเปรียบเทียบผลลัพธ์จะกล่าวในลำดับถัดไป

การเปรียบเทียบผลการคำนวณกับโปรแกรมสถานการณ์จำลองเตากลั่นน้ำมันดิบ

ผลการคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นพบว่าพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นจากการคำนวณจากวัสดุที่แตกต่างกัน 3 ชนิดของ (Carbon steel/ 11-13Cr / 18Cr-8Ni) คือ 2,520.9/ 2,568.4 และ 2,589.8 ตารางเมตรตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับพื้นที่ในการรับความร้อนของเดิมอยู่ที่ 1,006.5 ตารางเมตร ซึ่งพบว่าพื้นที่รับความร้อนในอุปกรณ์ใหม่ต้องการเพิ่มพื้นที่รับความร้อนให้สูงขึ้นอีกราว 1,500 ตารางเมตร คิดเป็นสัดส่วนที่เพิ่มขึ้นอีกถึง 250/ 255 และ 257% ตามลำดับ จึงจะสามารถถ่ายเทความร้อนได้ในอัตราที่ต้องการของเป้าหมายการออกแบบ จึงนำข้อมูลพื้นที่รับความร้อนที่ได้จากการคำนวณนี้ นำไปป้อนในโปรแกรมจำลองเพื่อคำนวณหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจริง และทำการเปรียบเทียบผลของพื้นที่รับความร้อน

ภายหลังการป้อนข้อมูลลงใน โปรแกรมจำลองสถานการณ์สำเร็จรูป FRNC-5PC พบว่าการเลือกใช้วัสดุประเภทท่อครีป (Smooth finned tube) มาใช้ในการออกแบบ โดยเลือกวัสดุครีปรับความร้อนที่มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน 3 ชนิดตามมาตรฐานของ American petroleum institute satandard association: API-560 มาเป็นแนวทางในการเลือกสรรการออกแบบ ซึ่งการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนี้ ผลลัพธ์จากการคำนวณของโปรแกรมสำเร็จรูป FRNC-5 PC พบว่าเมื่อเลือกใช้ท่อครีปความร้อนที่ใช้ความถี่ครีป เท่ากับ 3 ครีป ต่อนิ้ว และมีความสูงเท่ากับ 0.75 นิ้ว นั้นสามารถสร้างพื้นที่ในการรับความร้อนรวม เท่ากับ 2,246.9 ตารางเมตร ซึ่งใกล้เคียงกับพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้ โดยวัสดุของครีปที่เลือกใช้มี 3 ชนิด คือ Carbon steel, 11-13Cr และ 18Cr-8Ni ซึ่งจากการเลือกใช้วัสดุทั้ง 3 ชนิดในการออกแบบนั้นจะได้ผลลัพธ์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกันอันเนื่องมาจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของวัสดุทั้ง 3 ชนิด โดยสามารถสรุปเบื้องต้นถึงความเป็นไปได้

ในการควบคุมจำนวนชั้นท่อขดและขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดและจำนวนท่อเท่าเดิม ตามสมมติฐานของงานศึกษาวิจัยนี้ได้

ผลลัพธ์ของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อการเลือกสรรวัสดุและการออกแบบได้ถูกกำหนดเรียบร้อยแล้วตามขนาดพื้นที่รับความร้อนที่ได้คำนวณไว้แล้วนั้นสิ่งที่จะต้องคำนึงถึงในลำดับถัดไป คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่จะเกิดขึ้นภายหลังจากการออกแบบ ทั้งนี้การอาศัยโปรแกรมจำลองการออกแบบเตาเผาจึงมีส่วนช่วยในการตรวจสอบผลลัพธ์ที่ได้จากการศึกษาออกแบบในครั้งนี้ ซึ่งหากพิจารณาถึงผลกระทบทุกแง่มุมด้วยการคำนวณทางความร้อนอย่างเดียวนั้นไม่สามารถทำได้ ภายใต้ขอบเขตของงานการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ แต่เนื่องจากพบว่าโปรแกรมจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่นน้ำมันสามารถแสดงผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์ได้หลายด้านทั้งด้านการถ่ายเทความร้อน และด้านคุณสมบัติของน้ำมันดิบ ซึ่งผู้ศึกษาวิจัยขอสรุปผลการประเมินผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นดังแสดงในตารางที่ 4-2 ซึ่งแสดงข้อมูลเปรียบเทียบถึงข้อจำกัดต่าง ๆ ที่เป็นมาตรฐานที่ถูกกำหนดไว้ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4-2 รายละเอียดข้อมูลเปรียบเทียบผลการออกแบบด้วยโปรแกรมจำลองสถานการณ์เตากลั่นน้ำมัน (FRNC-5PC)

ข้อมูลการทำงาน CVB ที่ออกแบบใหม่	หน่วยวัด	ก่อนปรับปรุง (แท่ง)	หลังปรับปรุง (ครีป)
		CS-Studded	18Cr-8Ni
อัตราการใช้พลังงานทั้งหมด	MW _{th}	39.1	37.1
อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	MW _{th}	32.7	32.7
ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน	%	78.7	82.7
อัตราการถ่ายเทความร้อน			
- ห้องเผาไหม้หลัก	MW _{th}	24.3	23.21
- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน CVB	MW _{th}	8.45	9.56
- อุปกรณ์อุ่นอากาศ	MW _{th}	2.96	2.65

ตารางที่ 4-2 (ต่อ)

ข้อมูลการทำงาน CVB ที่ออกแบบใหม่	หน่วยวัด	ก่อนปรับปรุง (แท่ง)	หลังปรับปรุง (ครีป)
		CS-Studded	18Cr-8Ni
อุณหภูมิสารป้อน			
- น้ำมันดิบขาเข้า CVB	°C	238.8	238.6
- น้ำมันดิบขาออก CVB	°C	267.0	270.6
- น้ำมันดิบขาออกจากห้องเผาไหม้	°C	340.2	340.2
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย			
- ภายในห้องเผาไหม้	°C	863.8	848.1
- ขาออกจากอุปกรณ์ CVB	°C	450.4	350.6
- ขาเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C	387.9	315.3
- ขาออกอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C	271.0	205.5
อุณหภูมิอากาศป้อน			
- อากาศขาเข้า APH (คงที่)	°C	65	65
- อากาศขาออก APH	°C	257.8	246.7
อัตราการไหลเชิงมวล			
- สารป้อน (น้ำมันดิบ), (คงที่)	kgtimes	80.74	80.74
- ก๊าซไอเสีย	kgtimes	16.1	15.3
- อากาศป้อน	kgtimes	15.1	14.2
อุณหภูมิผิวท่อโลหะ (สูงสุด)			
- อุณหภูมิผิวของท่อโลหะที่ CVB	°C	309.4	300.6
- อุณหภูมิผิวของท่อโลหะที่ Radiant	°C	458.3	453.1
- อุณหภูมิวัสดุโลหะสำหรับท่อแบบ เพิ่มพื้นที่รับความร้อน (แท่ง/ ครีป)	°C	610.9	612.5
แรงดันตกคร่อมอุปกรณ์ (สูงสุด)			
- แรงดันควบคุม ณ ห้องเผาไหม้ (คงที่)	mmH ₂ O	(-)5	(-)5
- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน CVB	mmH ₂ O	15.33	6.006
- อุปกรณ์อุ่นอากาศ (คงที่)	mmH ₂ O	108	108
- พัดลดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย (คงที่)	mmH ₂ O	230	230

การคำนวณผลการประหยัด

การพิจารณาผลการประหยัดที่เกิดขึ้นจากการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนใหม่นั้น จะทำการคำนวณเปรียบเทียบผลประหยัดจากผลลัพธ์ของ โปรแกรมสถานการณ์จำลองเตาถลุงน้ำมันดิบ FRNC-5PC ที่มีสถานการณ์จำลองที่ให้ความสมดุลทางความร้อนของทุก ๆ อุปกรณ์ที่สัมพันธ์สอดคล้องกันอย่างมีนัย ของเตาถลุงน้ำมันดิบ อีกทั้ง การเปรียบเทียบค่าการตรวจวัดจริง มีค่าความเสื่อมสภาพของอุปกรณ์ทางความร้อนที่ไม่เท่ากัน เพราะอุปกรณ์ชุดเดิมมีอายุการใช้งานมานาน ดังนั้นการใช้ผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมสถานการณ์จำลอง จะสามารถเปรียบเทียบผลประหยัดได้ในสถานะที่เทียบเคียงกันได้มากกว่าวิธี การเปรียบเทียบกับวิธีสมดุลพลังงานที่ได้จากการตรวจวัด

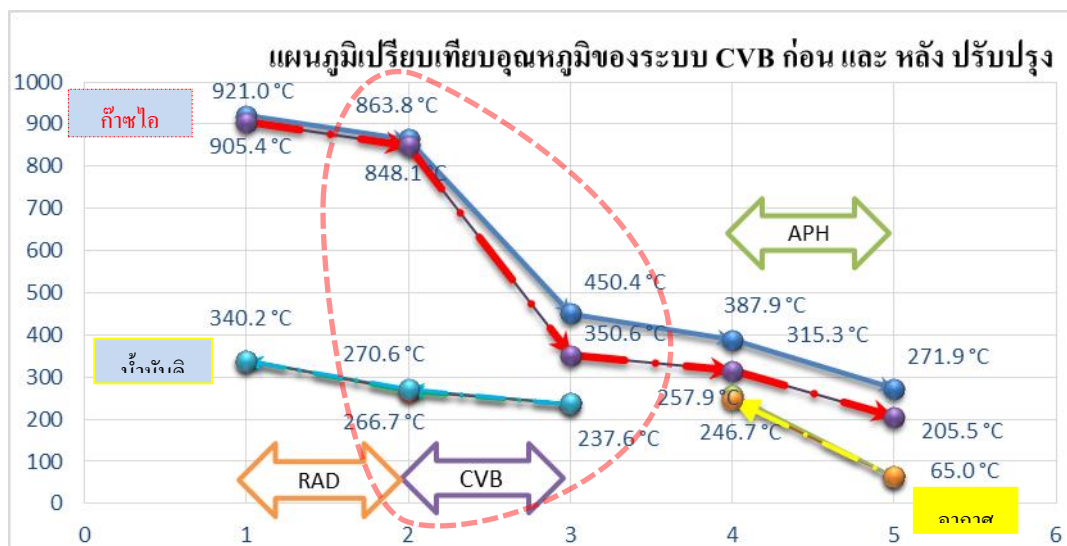
การเปรียบเทียบผลของการประหยัดดังกล่าวแสดงข้อมูลเปรียบเทียบดังตารางที่ 4-3 นั้น จะแสดงให้เห็นถึงผลประหยัด อันเนื่องมาจากโปรแกรมจำลองสถานการณ์เตาถลุงน้ำมันดิบ ทั้ง ก่อนและหลังการออกแบบปรับปรุง ในสถานะที่เทียบเคียงที่ดีที่สุด

ตารางที่ 4-3 ข้อมูลผลประหยัดของการออกแบบอุปกรณ์

ข้อมูลชี้วัด	หน่วยวัด	โปรแกรมจำลองสถานการณ์	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
อัตราการกำเนิดพลังงานความร้อน	MW _{th}	39.07	37.10
อัตราการถ่ายเทความร้อนสู่เตาถลุง ๆ	MW _{th}	32.75	32.77
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	TOE ต่อวัน	83.41	79.14
ประสิทธิภาพเตาถลุง (output/ input)	%	83.82	88.32
ประสิทธิภาพเปลี่ยนแปลง	%		4.5
อัตราผลประหยัด	TOE ต่อวัน		4.27

ผลเปรียบเทียบการออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อนนี้พบว่า การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นในส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้น ส่งผลให้เป้าหมายการปรับปรุงอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุปกรณ์ชุดนี้ให้เพิ่มขึ้นราว 1,110 กิโลวัตต์ ซึ่งส่งผลให้การใช้พลังงานรวมของระบบต้องลดลงอย่างมีนัยที่สอดคล้องกัน อันเนื่องมาจากอุณหภูมิน้ำมันดิบขาออกจากห้องเผาใหม่นั้นถูกควบคุมให้มีค่าคงที่ แต่เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนทั้งระบบ พบว่าก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนมีอุณหภูมิลดลงอย่างมาก

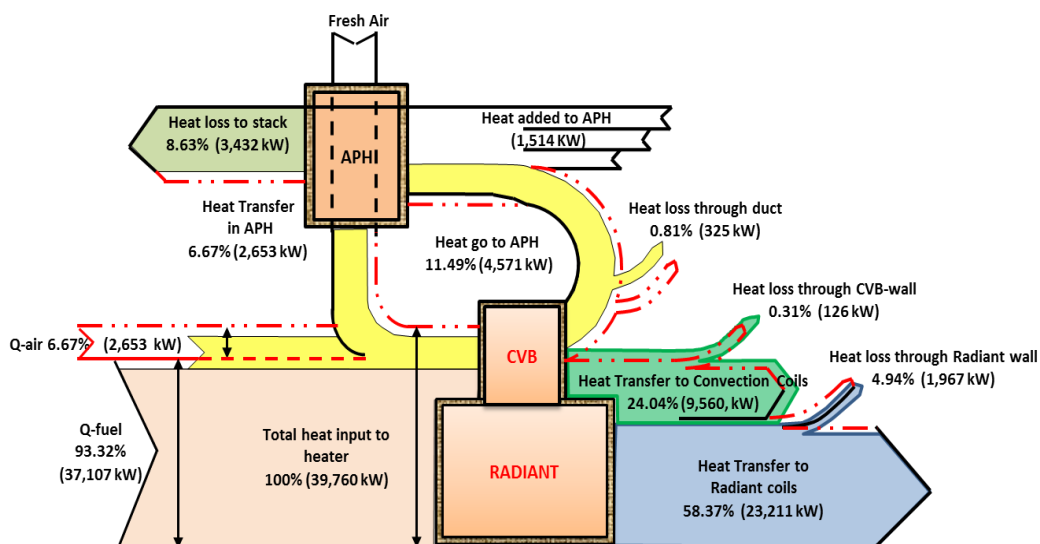
อันเนื่องมาจากการออกแบบเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้กับ CVB ส่งผลให้คงเหลือพลังงานความร้อนไปถ่ายเทให้กับอุปกรณ์อุ่นอากาศลดน้อยลง ซึ่งเมื่อกำหนดให้ค่าประสิทธิภาพ (\mathcal{E}) ของอุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าคงที่ไม่เปลี่ยนแปลง ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์อุ่นอากาศลดลงจากเดิม 2,964 กิโลวัตต์ เหลือเพียง 2,653 กิโลวัตต์ และทำให้อุณหภูมิอากาศป้อนสำหรับใช้ในการเผาไหม้ลดต่ำลงจาก 257.8°C ลดลงเหลือ 246.7°C ซึ่งเมื่อพิจารณาถึงอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยทิ้งจะลดต่ำลงจาก 271.9°C ลดลงเหลือ 205.5°C โดยที่อุณหภูมิก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งนี้จะยังคงมีค่าสูงกว่า Acid dewpoint temperature ของก๊าซไอเสียที่ 148.6°C อยู่ราว 60°C และสูงกว่าข้อกำหนดในมาตรฐาน API-560 ที่กำหนดให้ก๊าซไอเสียต้องมีค่าอุณหภูมิสูงกว่าจุด Acid dewpoint temp อยู่มากกว่า 20°C เป็นค่ามาตรฐานความปลอดภัย (International standard ISO 13705, 2012)



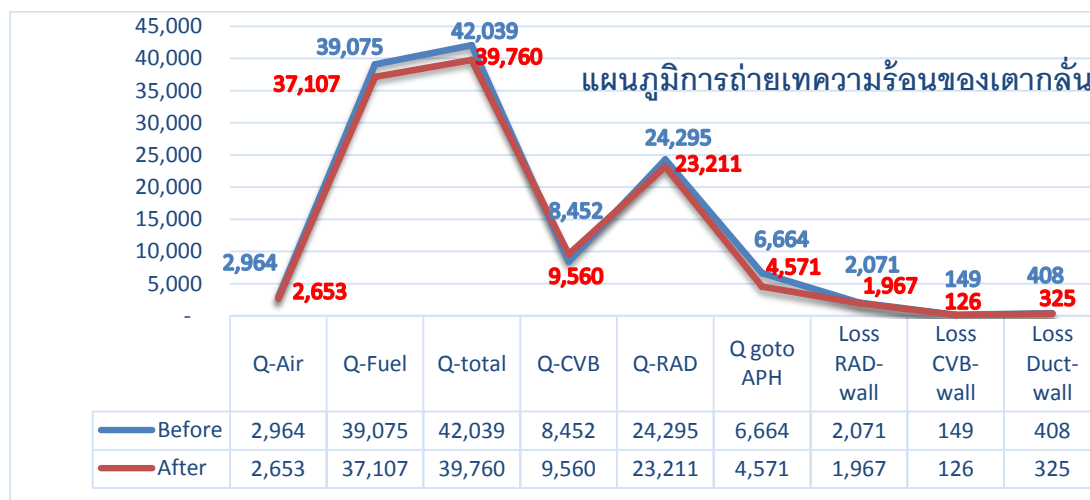
ภาพที่ 4-1 ผลการเปรียบเทียบผลสรุปของอุณหภูมิของระบบที่ศึกษาที่เปลี่ยนแปลงไป

เมื่อพิจารณาการสมดุลพลังงานทั้งระบบพบว่า การเปลี่ยนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนนั้นสามารถนำความร้อนสูญเสียกลับมาใช้เพิ่มขึ้น 1,110 กิโลวัตต์ ซึ่งผลของการประหยัดพลังงานโดยรวมของระบบจากผลลัพธ์ของแบบจำลองสถานการณ์เดกกลั่น นั้นพบว่า อัตราผลการประหยัดจริงของการเปลี่ยนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาเท่ากับ 2,100 กิโลวัตต์ ซึ่งคิดเป็นอัตราการใช้เชื้อเพลิงเท่ากับ 4.27 ตัน เชื้อเพลิงเทียบเท่า (TOE) ต่อวัน หรือเท่ากับ 1,537 ตัน เชื้อเพลิงเทียบเท่าต่อปี (เฉลี่ย 360 วันต่อปี) ในขณะที่มูลค่าเชื้อเพลิงจากข้อมูลเฉลี่ยปี 2558 ของสภาพพัฒนา อยู่ที่ 302 เหรียญสหรัฐ ต่อตันเชื้อเพลิงเทียบเท่า ดังนั้นมูลค่า

การประหยัดจะเท่ากับ 15.77 ล้านบาทต่อปี (คิดอัตราแลกเปลี่ยนสกุลเงินอยู่ที่ 34 บาทต่อหนึ่ง เหรียญดอลลาร์สหรัฐ ฯ)



ภาพที่ 4-2 ผลการถ่ายเทความร้อนของเตากลั่น ฯ ด้วยแผนภูมิ Sanky diagram ที่เปลี่ยนแปลง ภายหลังจากปรับปรุง



ภาพที่ 4-3 ผลความเปลี่ยนแปลงการถ่ายเทความร้อนของเตากลั่น ฯ ด้วยแผนภูมิกภาพ ก่อนและหลังการปรับปรุง

การวิเคราะห์จุดคุ้มทุนโครงการ

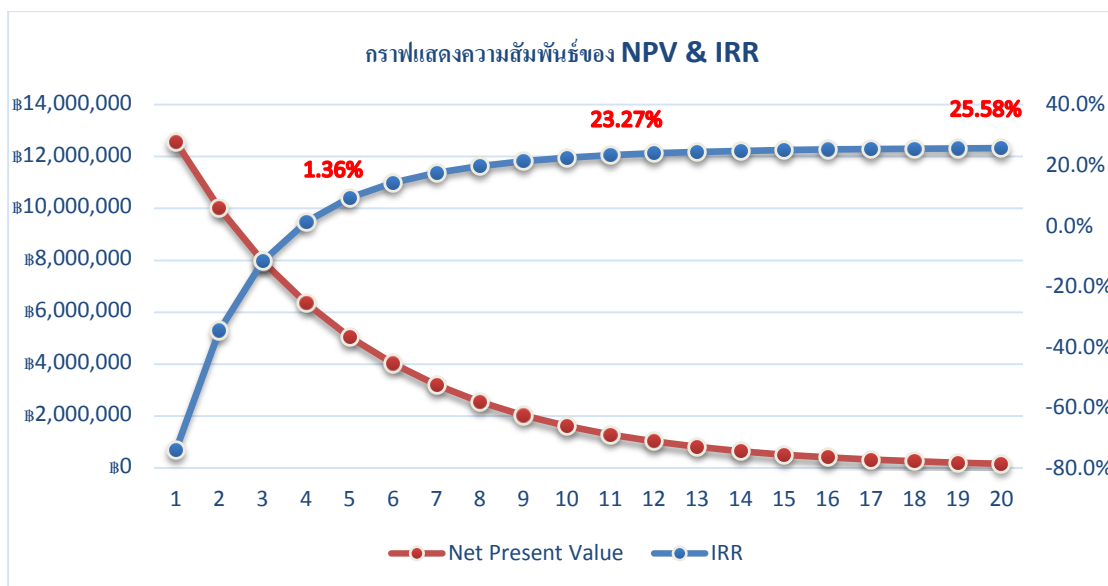
จุดคุ้มทุนของการดำเนินโครงการนี้นั้น อาศัยการเปรียบเทียบระหว่างอัตราผลตอบแทนจากการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของโครงการ และการประเมินค่าใช้จ่ายของเงินลงทุนสำหรับการเปลี่ยนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน ซึ่งพบว่า การประเมินค่าใช้จ่ายอุปกรณ์รวมถึงค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์ทั้งหมดมีค่าใช้จ่ายอยู่ที่ 57 ล้านบาทต่อโครงการ ในขณะที่อัตราผลการตอบแทนที่ได้จากการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงจะอยู่ที่ 15.7 ล้านบาทต่อปี ซึ่งผลการตอบแทนที่น่ามาคิดจะใช้เป็นอัตราผลการตอบแทนคงที่ในทุก ๆ ปี (ผลตอบแทนทางราคาเชื้อเพลิงมีความไม่แน่นอนอันเนื่องมาจากความแปรปรวนของราคาน้ำมันดิบในตลาดโลกที่มีความผันผวน) และเมื่อพิจารณาถึงจุดคุ้มทุนโครงการ ๆ จะพบว่าผลการวิเคราะห์จุดคุ้มทุนโครงการ ๆ มีการพิจารณาความคุ้มทุนของโครงการ โดยอาศัยวิธีการ 2 วิธีการดังนี้ คือ

1. การหาจุดคุ้มทุนแบบง่าย (Simple pay-back period: SPP)

พบว่า มีอัตราผลตอบแทนโครงการอย่างง่าย (SPP) = 3.86 ปี หรือ 1,411 วันทำงาน แสดงให้เห็นถึงความรวดเร็วของผลตอบแทนการลงทุนโครงการที่น่าสนใจเป็นอย่างมาก โดยทั่วไปการพิจารณาลงทุนด้วยระยะเวลาไม่เกิน 3-5 ปี

2. Net present value & Internal rate of return (NPV & IRR)

สำหรับการประเมินผลการตอบแทนด้วยวิธีการ NPV & IRR ของโครงการอายุ 20 ปีนั้น พบว่าผลตอบแทนภายใน จะเท่ากับ 25.58% ซึ่งสูงกว่าข้อกำหนดของสถานประกอบการที่กำหนดให้มีอัตราผลตอบแทนภายในมีค่ามากกว่า 15% ส่งผลให้ทราบว่าโครงการออกแบบอุปกรณ์เพื่อการอนุรักษ์พลังงานนี้ ไม่เพียงแต่ช่วยลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของระบบแล้ว ผลตอบแทนภายในที่ได้รับ มีความน่าสนใจที่จะนำไปประยุกต์เพื่อการดำเนินงานโครงการอนุรักษ์พลังงานจริงในอนาคตต่อไป



ภาพที่ 4-4 ความสัมพันธ์ของ NPV และ IRR ของการลงทุนโครงการ

ผลลัพธ์ทางการออกแบบอุปกรณ์ภายใต้การศึกษาวิจัยในครั้งนี้ สามารถแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อนเพื่อให้เกิดการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งจากการปรับเปลี่ยนประเภท และคุณสมบัติของวัสดุ ที่มีความแตกต่างกัน สามารถก่อให้เกิดแนวทางในการปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อน โดยไม่ส่งผลกระทบต่ออุปกรณ์ทางความร้อนที่มีอยู่เดิม ซึ่งสอดคล้องกับขอบเขตทั้งหมดของการศึกษา อีกทั้งอัตราผลตอบแทนการลงทุน สามารถให้ผลเป็นที่น่าสนใจอย่างมากอีกด้วย

บทที่ 5

อภิปรายและสรุปผล

จากผลการศึกษาวิจัยเพื่อการปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเตาเผาใหม่ ของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบครั้งนี้ เป็นการศึกษาเพื่อการออกแบบปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ ทางความร้อนที่สนใจให้เพิ่มสูงขึ้น ซึ่งต้องส่งผลให้เกิดการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงจริงในการ ใช้งาน โดยมุ่งเน้นไปที่การเพิ่มพื้นที่การถ่ายความร้อนและการเลือกใช้วัสดุอย่างเหมาะสมภายใต้ ขอบเขตของการศึกษาวิจัย โดยจำเป็นต้องออกแบบให้สอดคล้องกับมาตรฐานการออกแบบที่เป็น สาถล ซึ่งการออกแบบครั้งนี้มีการนำโปรแกรมจำลองการออกแบบสำเร็จรูปมาช่วยใน การเปรียบเทียบผลของการออกแบบ และการประหยัด เพื่อให้การพิสูจน์ผลการออกแบบเป็นไป อย่างสมบูรณ์ยิ่งขึ้นอีกด้วย

อภิปรายผลการศึกษา

1. การประเมินศักยภาพอุปกรณ์ทางความร้อนนั้น มีผลกระทบต่อการตัดสินใจ และ การเลือกอุปกรณ์ที่เหมาะสมที่จะทำการออกแบบปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อน โดยพบว่า อุปกรณ์ทางความร้อนที่อยู่ภายใต้ขอบเขตของงานวิจัยและสามารถศึกษาออกแบบได้นั้น มีอยู่ ด้วยกัน 2 อุปกรณ์ด้วยกัน คือ อุปกรณ์อุ่นอากาศ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพา ความร้อน ซึ่งสำหรับการปรับปรุงอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่อุ่นอากาศนั้น จะส่งผลให้อากาศที่ใช้ใน การเผาไหม้นั้น มีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยมีแนวโน้มที่จะส่งผลเสียต่อระดับความเข้มข้นของออกไซด์ ของไนโตรเจน (NOx Concentration) ในระดับที่สูงขึ้น ในขณะที่การปรับปรุงที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank) นั้นจะไม่ส่งผลกระทบต่อมลภาวะทางอากาศ และยังสามารถลดอัตราการใช้พลังงานเชื้อเพลิงได้โดยตรงอีกด้วย

2. การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยอาศัยหลักการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยน ความร้อนให้มากขึ้น สามารถช่วยทำให้เกิดผลประหยัดโดยทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดต่ำลง โดยมี ผลการคำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอีก 250% ของพื้นที่ปัจจุบัน จากเดิม 1,006.5 ตารางเมตร เป็น 2,589.8 ตารางเมตร จึงเลือกอุปกรณ์ประเภทครีบริบความร้อนแบบเรียบ (Smooth finned) มาใช้เพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจากก๊าซไอเสียสู่กระบวนการผลิตได้มากขึ้นภายใต้ ขนาดท่อขดที่จำกัด จึงจะสามารถส่งผลให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียนั้นลดลงอยู่ในระดับที่ไม่ก่อให้เกิด

ผลกระทบต่ออุปกรณ์ภายใต้ขอบเขตที่ศึกษา โดยสามารถลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งได้ถึง 60 °C โดยไม่ส่งผลกระทบต่ออุปกรณ์ที่มีอยู่เดิม

3. วัสดุครีปที่เลือกใช้ในออกแบบ ทั้ง 3 ชนิด คือ Carbon steel (CS), 11-13Cr และ 18Cr-8Ni ตามมาตรฐานวัสดุที่ยอมรับได้ ของ API standard 560 นั้น จากผลการตรวจสอบการออกแบบด้วยโปรแกรมจำลองสถานการณ์ของเตากลั่น FRNC-5PC นั้น พบว่าวัสดุครีปภายหลังจากติดตั้งมีอุณหภูมิสูงเกินข้อกำหนดของ API ส่งผลให้เหลือเพียงวัสดุประเภท 18Cr-8Ni เท่านั้นที่สามารถนำมาใช้ในการออกแบบได้ และอุณหภูมิครีปสูงสุดที่ได้จากการจำลองของโปรแกรม คือ 612°C เมื่อเทียบกับขีดจำกัดที่ 815°C จึงถือว่าปลอดภัยต่อการใช้งาน

4. แนวทางการออกแบบเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการรับความร้อนจากก๊าซไอเสีย ส่งผลให้เกิดการลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงในเตากลั่นน้ำมัน ซึ่งจากผลลัพธ์ของการใช้โปรแกรมจำลองสถานการณ์การใช้งานเตากลั่นน้ำมันนั้น สามารถชี้ให้เห็นถึงผลการประหยัดการใช้เชื้อเพลิงในกระบวนการผลิตที่ลดลงถึง 4.37 TOE ต่อวัน ซึ่งเป็นผลลัพธ์โดยตรงที่เกิดจากการปรับปรุงเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection bank) และแสดงให้เห็นถึงผลกระทบต่อเนื่องอุปกรณ์ความร้อนในระบบ ส่งผลให้ทราบอัตราการสิ้นเปลืองที่ลดลงของทั้งกระบวนการอย่างแท้จริง

5. การปรับเปลี่ยนรูปแบบของอุปกรณ์จากท่อเพิ่มพื้นที่รับความร้อนแบบแท่ง (Studded tube) เป็นแบบครีปรับความร้อน (Finned tube) นั้น ส่งผลที่ดีต่อแรงดันตกคร่อมของก๊าซไอเสีย กล่าวคือ เมื่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีการลดการใช้เชื้อเพลิงภายในเตาเผาไหม้ และทำให้อัตราการไหลของก๊าซไอเสียลดลงส่งผลให้แรงดันตกคร่อมของ Convection bank ณ สภาวะสมดุลนั้น มีค่าลดต่ำกว่าค่าการออกแบบปัจจุบันกว่า 50%

6. ค่าใช้จ่ายในการลงทุนติดตั้งอุปกรณ์ที่ได้ทำการออกแบบใหม่ เป็นการติดตั้งอุปกรณ์ชิ้นใหม่ทั้งหมดเพื่อทดแทนอุปกรณ์ทางความร้อนเดิม มีต้นทุนประเมินในการดำเนินโครงการทั้งสิ้นประมาณ 61 ล้านบาท โดยผลการวิเคราะห์จุดคุ้มทุนโครงการอยู่ที่ 3.68 ปี หรือเมื่อคิดด้วยวิธี IRR จะมีจุดคุ้มทุนโครงการอยู่ที่ 25.58% โดยจะพบว่าเป็นโครงการที่น่าสนใจต่อสถานประกอบการ เนื่องจากมีมูลค่าผลตอบแทนสูงกว่าข้อกำหนดที่ 15% IRR และเป็นโครงการที่สามารถส่งเสริมนโยบายการลงทุนเพื่อการอนุรักษ์พลังงานได้ดีอีกโครงการหนึ่ง

7. การลดการใช้พลังงานที่เกิดขึ้นในเตากลั่นน้ำมันดิบนั้น จะส่งผลให้ปริมาณการปลดปล่อยก๊าซไอเสียออกสู่บรรยากาศมีจำนวนน้อยลง และเมื่อพิจารณาถึงอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ถูกปล่อยทิ้งภายหลังจากการปรับปรุงจะพบว่า มีอุณหภูมิลดลงเหลือ 205°C ซึ่งเป็นอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ยังคงสภาวะที่ปลอดภัยต่อการกลั่นตัวควบแน่น ของอุณหภูมิจุดน้ำค้างของ

เซลล์เฟอโรไตรออกไซด์ที่ได้จากการคำนวณ คือ 148.6°C อยู่ราว 60°C จึงกล่าวได้ว่าการศึกษา ออกแบบปรับปรุงครั้งนี้ ไม่ก่อให้เกิดผลกระทบทางลบต่ออุปกรณ์ทางกายภาพใด ๆ

ข้อเสนอแนะและแนวทางการปรับปรุงสำหรับผลการศึกษา

1. ผลของการคำนวณการเพิ่มพื้นที่รับความร้อนที่ได้เมื่อเทียบกับโปรแกรมจำลอง สถานการณ์เตากลั่นน้ำมันดิบนั้น ยังคงมีความแตกต่างกันอยู่บ้าง ซึ่งอาจส่งผลให้เป้าหมาย การประหยัดพลังงานยังคงทำได้น้อยลง ทั้งนี้การออกแบบการจัดเรียงท่อใหม่ อาจมีส่วนช่วยให้ การถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์นี้มีประสิทธิภาพที่ดีมากขึ้น และส่งผลให้ผลการออกแบบเป็นไป ตามเป้าหมายได้ อีกทางหนึ่ง
2. จากการศึกษาวิจัยพบว่าการเลือกใช้ชนิดของเชื้อเพลิงส่งผลที่สำคัญต่อการออกแบบ ปรับปรุงอุปกรณ์ทางความร้อน ซึ่งอุณหภูมิจุดน้ำค้างเป็นตัวแปรสำคัญในการออกแบบอุปกรณ์ทาง ความร้อนให้เหมาะสม หากสถานประกอบการ มีความชัดเจนที่ใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ทดแทน การใช้น้ำมันเตาที่มีส่วนประกอบของกำมะถันเป็นการถาวร การออกแบบอุปกรณ์เพื่อการอนุรักษ์ พลังงานนี้จะสามารถทำให้ช่วยลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียให้ต่ำลงได้อีก ซึ่งจะทำให้เกิดการลดการใช้ เชื้อเพลิงได้มากขึ้นอีกทางหนึ่งด้วย
3. การประเมินต้นทุนโครงการครั้งนี้ เป็นการประมาณการค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นจาก ค่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการพาความร้อนทั้งหมดซึ่งเป็นการประมาณการค่าอุปกรณ์จาก ผู้ผลิตเพียงรายเดียว ซึ่งค่าใช้จ่ายนี้ยังรวมไปถึงค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง ค่าแรงงาน และค่าดำเนินการ ต่าง ๆ ทั้งหมด ซึ่งอาจเป็นข้อมูลค่าใช้จ่ายที่นำมาประเมิน ณ สถานประกอบการที่อยู่ในกลุ่ม อุตสาหกรรมเดียวกันเท่านั้น ซึ่งอาจส่งผลให้การวิเคราะห์จุดคุ้มทุน โครงการอาจมีการเปลี่ยนแปลง ไปตามสภาพแวดล้อม อัตราเงินเฟ้อ และสภาพการณ์ที่แตกต่างกันไป

สรุปผลการศึกษา

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในเตากลั่นน้ำมัน ถือได้ว่าเป็นกลุ่มของ เครื่องจักรที่มีศักยภาพในการปรับปรุงเพื่อแนวทางในการอนุรักษ์พลังงานเชื้อเพลิง แต่หากว่า การออกแบบในแต่ละครั้งนั้นต้องพิจารณาชนิดและประเภทของเชื้อเพลิงที่ใช้ เพื่อที่จะทำให้ การกำหนดเป้าหมายการออกแบบอนุรักษ์พลังงานนั้นเป็นไปอย่างถูกต้องและเหมาะสม เมื่อ การกำหนดแนวทางการใช้เชื้อเพลิงสำหรับเตากลั่นน้ำมันมีความชัดเจน การออกแบบทาง วิศวกรรมที่มีประสิทธิภาพจะสามารถทำได้อย่างถูกต้องเหมาะสม ส่งผลให้สถานประกอบการ ต่าง ๆ มีอุปกรณ์ทางความร้อนที่มีประสิทธิภาพไว้ใช้งาน และลดต้นทุนการใช้พลังงานได้ในที่สุด

บรรณานุกรม

- กิตติศักดิ์ สุขวิวัฒน์. (2554). *คู่มือการวางระบบและการจัดการพลังงานอย่างยั่งยืน สำหรับผู้จัดการพลังงาน*. Thailand: Copper Development Center Southeast Asia.
- สมชาย อัครทิวา. (2542). *เทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics)*. กรุงเทพฯ: แมคกรอ-ฮิล.
- American Petroleum Institute. (2007). *Fired Heaters for General Refinery Service* (4 ed). USA: American Petroleum Institute.
- B. Linnhoff, D.W. Townsend, D. Boland, G.F. Hewitt, B.E.A Thomas, A.R. Guy & R.H. Marsland. (2007). *Pinch Analysis and Process Integration* (2nd ed.). India: Charon Tec Ltd. (A Macmillan Company).
- Charles E. Baukal, Jr. (2013). *The JohnZink Hamworthy Combustion Handbook vol.1 Fundamentals* (2nd ed.). India: CRC Press Taylor & Francis Group.
- Charles E. Baukal, Jr. (2013). *The JohnZink Hamworthy Combustion Handbook vol.2 Design and Operations* (2nd ed.). India: CRC Press Taylor & Francis Group.
- Charles E. Baukal, Jr. (2013). *The JohnZink Hamworthy Combustion Handbook vol.3 Applications* (2nd ed.). India: CRC Press Taylor & Francis Group.
- Efficiency Valuation Organization, (2010). *International Performance Measurement and Verification Protocol: Concepts and Options for Determining Energy and Water Savings Volume 1*. Retrieved from <http://www.evo-world.org/>
- International Standard ISO 13705. (2012). *Petroleum, petrochemical and natural gas industries- Fired Heaters for general refinery service* (4th ed.). USA: ICS 75.180.20.
- Jegla, Z., Stehlie, J. & Kohoutek, J. (2000). *Plant energy saving through efficient retrofit of Furnaces*. Applied Thermal Engineering, 20(2000), pp.1545-1560.
- Jim B., Monte D., Sam D., Daniel G., Jim H., Michael H., Rick M., Jeff P. & Jim W. (2007). *Standard of the Tubular Exchanger Manufacturer Association* (9th ed.). USA: Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.
- Newnham, R. (2013). *Direct-Fired Heater Operator Training Manual* (1st ed.). Canada: Kingsley Knowledge Publishing.

- Shekarchian, M., Azrifi, F., Motasemi, M. & Mahlia, T.M.I. (2013). *Energy, exergy, environmental and economic analysis of industrial fired heaters based on heat recovery and preheating techniques*, Energy Conversion and Management, p51-61.
- Varghese, J. & Bandyopadhyay, S. (2012). *Improved area-energy targeting for fired heater integrated heat exchanger networks*, Chemical Engineering Research and Design p 213-219.
- Yunus A. Cengel & Michale A. Boles. (2011). *Thermodynamics an Engineering Approach* (7th ed.). Singapore: McGraw-Hill.
- Yunus A. Cengel & Michale A. Boles. (2542). *เทอร์โมไดนามิกส์-Thermodynamics* (สมชาย อัครทิวา, ผู้แปล และ ขวัญจิต วงษ์ชารี, ผู้แปลร่วม). แมคกรอ-ฮิล อินเทอร์เน็ตเนชั่นแนล เอ็นเตอร์ไพรส์ อิงค์: McGraw-Hill.

ภาคผนวก

ตารางภาคผนวก ก-1 ข้อมูลอัตราการใช้พลังงานของสารป้อนที่สัมพันธ์ต่อกระบวนการผลิต
มวลต่อหน่วยเวลา

เดือน-ปี พ.ศ.	สารป้อน (น้ำมันดิบ)	เชื้อเพลิง ก๊าซเตา 1	เชื้อเพลิง น้ำมันเตา 1	อากาศป้อน เตา 1	เชื้อเพลิง ก๊าซเตา 2	เชื้อเพลิง ก๊าซเตา 3	เชื้อเพลิง ก๊าซเตา 4
มีนาคม 2556	6,462.23	41.26	38.43	1,656.84	11.54	10.41	9.92
เมษายน 2556	7,237.74	52.58	36.85	1,824.91	11.21	10.42	9.60
พฤษภาคม 2556	7,054.68	49.64	13.56	1,572.19	8.97	8.15	7.67
มิถุนายน 2556	7,307.68	69.85	(0.43)	1,548.36	9.71	7.82	7.37
กรกฎาคม 2556	7,018.16	51.11	34.47	1,567.48	8.21	7.01	7.12
สิงหาคม 2556	6,517.12	32.74	49.33	1,491.69	8.72	7.02	6.96
กันยายน 2556	5,248.25	31.96	31.71	1,194.34	7.48	6.19	7.16
ตุลาคม 2556	6,759.92	35.99	52.79	1,577.95	7.89	6.53	6.25
พฤศจิกายน 2556	6,666.47	35.40	52.47	1,546.80	9.73	6.95	6.80
ธันวาคม 2556	6,623.28	33.03	52.42	1,503.02	9.30	6.23	6.73
มกราคม 2557	6,764.35	33.42	55.05	1,533.63	9.91	6.69	6.98
กุมภาพันธ์ 2557	6,974.55	31.81	60.12	1,579.49	10.76	7.28	7.83
มีนาคม 2557	6,399.64	24.80	57.01	1,451.13	11.61	7.01	6.17
ค่าเฉลี่ย ณ							
ช่วงตรวจวัด	6,975.86	38.87	51.83	1,577.43	12.17	7.53	8.64
ค่าเฉลี่ยทั้งปี	6,694.93	40.28	41.06	1,542.14	9.62	7.52	7.43
ค่าต่ำสุด	5,248.25	24.80	(0.43)	1,194.34	7.48	6.19	6.17
ค่าสูงสุด	7,307.68	69.85	60.12	1,824.91	11.61	10.42	9.92

ตารางภาคผนวก ก-2 ข้อมูลแสดงข้อมูลของอุณหภูมิจุดต่าง ๆ ที่สัมพันธ์ต่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยน
ความร้อนด้วยการพา (CVB) องศาเซลเซียส

เดือน-ปี พ.ศ.	อุณหภูมิ ห้องเผาไหม้ (ไอเสียสาย ร้อนขาเข้า 1)	อุณหภูมิ ห้องเผาไหม้ (ไอเสียสาย ร้อนขาเข้า 2)	อุณหภูมิ ไอเสีย สายร้อน ขาออก 1	อุณหภูมิ ไอเสีย สายร้อน ขาออก 2	อุณหภูมิ สารป้อน สายเย็น ขาเข้า	อุณหภูมิ สารป้อน สายเย็น ขาออก
มีนาคม 2556	799.60	786.62	427.50	460.73	237.83	340.93
เมษายน 2556	882.96	871.21	471.44	503.40	232.58	340.79
พฤษภาคม 2556	828.81	816.66	428.04	458.95	237.66	337.92
มิถุนายน 2556	827.43	817.31	432.06	464.01	245.69	340.87
กรกฎาคม 2556	783.79	774.68	406.26	438.60	242.37	340.88
สิงหาคม 2556	783.95	777.57	408.23	441.50	240.04	340.81
กันยายน 2556	744.17	724.78	365.90	398.51	243.52	340.59
ตุลาคม 2556	864.75	856.36	430.67	462.02	236.25	341.10
พฤศจิกายน 2556	816.65	807.71	420.77	454.95	234.88	340.76
ธันวาคม 2556	828.37	816.06	423.91	462.31	234.75	340.80
มกราคม 2557	866.17	860.87	437.73	478.27	235.18	340.75
กุมภาพันธ์ 2557	886.38	879.93	452.87	484.58	236.04	340.78
มีนาคม 2557	805.42	793.38	421.63	451.62	240.03	340.58
ค่าเฉลี่ย ณ ช่วง ตรวจวัด	897.68	893.51	458.36	493.87	237.64	340.17
ค่าเฉลี่ยทั้งปี	824.50	814.09	425.15	458.42	238.22	340.58
ค่าต่ำสุด	744.17	724.78	365.90	398.51	232.58	337.92
ค่าสูงสุด	886.38	879.93	471.44	503.40	245.69	341.10

ตารางภาคผนวก ก-3 ข้อมูลแสดงข้อมูลของอุณหภูมิจุดต่าง ๆ ที่สัมพันธ์ต่ออุปกรณ์อุ่นอากาศ
(APH) องค์าเซลเซียส

เดือน-ปี พ.ศ.	อากาศ ป้อนขาเข้า เครื่อง อุ่นอากาศ	อากาศ ป้อนขาออก เครื่องอุ่น อากาศ	ไอเสีย ขาเข้าเครื่อง อุ่นอากาศ	ไอเสีย ขาออก เครื่องอุ่น อากาศ	อุณหภูมิ ไอเสีย ร่วมเตา 2 (1301)	อุณหภูมิ ไอเสีย ร่วมเตา 3 (1501)	อุณหภูมิ ไอเสียร่วม เตา 4 (1502)
มีนาคม 2556	80.15	244.87	363.62	276.66	248.76	246.58	293.15
เมษายน 2556	77.69	261.49	393.55	303.82	250.80	247.91	307.92
พฤษภาคม 2556	73.47	249.11	373.57	271.47	249.76	237.63	280.16
มิถุนายน 2556	67.60	256.43	371.16	271.82	258.03	258.69	312.83
กรกฎาคม 2556	66.98	239.60	349.96	257.01	253.26	242.02	308.96
สิงหาคม 2556	56.11	232.55	346.45	252.72	254.12	244.10	305.13
กันยายน 2556	68.94	208.30	311.28	241.93	249.22	232.28	297.93
ตุลาคม 2556	65.81	247.07	375.33	274.14	244.61	235.85	271.71
พฤศจิกายน 2556	66.99	245.55	363.88	266.69	250.14	236.65	281.99
ธันวาคม 2556	65.43	244.30	363.19	268.04	250.99	232.10	286.42
มกราคม 2557	65.15	249.09	373.25	275.39	250.65	232.78	284.38
กุมภาพันธ์ 2557	65.88	256.27	386.31	285.27	252.56	234.50	291.35
มีนาคม 2557	67.89	245.57	358.69	265.00	258.46	233.29	269.35
ค่าเฉลี่ย ณ ช่วง ตรวจวัด	65.47	257.86	389.29	288.52	256.53	238.71	310.97
ค่าเฉลี่ยทั้งปี	68.31	244.63	359.37	270.00	251.64	239.57	291.64
ค่าต่ำสุด	56.11	208.30	311.28	241.93	244.61	232.10	269.35
ค่าสูงสุด	80.15	261.49	386.31	303.82	258.46	258.69	312.83

ตารางภาคผนวก ก-4 ข้อมูลปริมาณอากาศส่วนเกินที่เกิดขึ้นจากเผาไหม้ % vol.

เดือน-ปี พ.ศ.	อากาศส่วนเกิน เตาที่ 1	อากาศส่วนเกิน เตาที่ 2	อากาศ ส่วนเกิน เตาที่ 3	อากาศส่วนเกิน เตาที่ 4
มีนาคม 2556	3.03	2.27	2.53	2.75
เมษายน 2556	2.22	2.27	2.53	2.71
พฤษภาคม 2556	2.77	3.77	7.29	4.34
มิถุนายน 2556	3.00	3.49	6.62	3.89
กรกฎาคม 2556	3.31	3.61	3.05	3.42
สิงหาคม 2556	3.49	2.88	2.98	3.09
กันยายน 2556	3.72	2.79	2.89	3.05
ตุลาคม 2556	2.84	2.71	2.85	3.01
พฤศจิกายน 2556	3.07	2.57	2.68	2.74
ธันวาคม 2556	2.89	2.59	2.75	2.75
มกราคม 2557	2.80	2.51	2.57	2.58
กุมภาพันธ์ 2557	2.52	2.41	2.61	2.54
มีนาคม 2557	3.13	2.52	2.78	2.62
ค่าเฉลี่ย ณ ช่วงตรวจวัด	2.60	2.15	2.85	2.54
ค่าเฉลี่ยทั้งปี	2.98	2.80	3.40	3.04
ค่าต่ำสุด	2.22	2.27	2.53	2.54
ค่าสูงสุด	3.72	3.77	7.29	4.34

ตารางภาคผนวก ก-5 ข้อมูลของอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากเตาเผาไหม้
มวลต่อหน่วยเวลา

เดือน-ปี พ.ศ.	ก๊าซไอเสียเตาที่ 1	ก๊าซไอเสียเตาที่ 2	ก๊าซไอเสียเตาที่ 3	ก๊าซไอเสียเตาที่ 4
มีนาคม 2556	1,748.05	200.12	182.88	176.11
เมษายน 2556	1,925.39	194.30	183.13	170.23
พฤษภาคม 2556	1,639.46	168.22	190.02	148.45
มิถุนายน 2556	1,617.65	179.31	174.16	139.19
กรกฎาคม 2556	1,663.40	152.53	126.47	131.06
สิงหาคม 2556	1,588.56	155.94	126.16	125.78
กันยายน 2556	1,267.53	133.21	110.73	129.19
ตุลาคม 2556	1,682.57	139.83	116.55	112.58
พฤศจิกายน 2556	1,650.41	171.23	123.12	120.65
ธันวาคม 2556	1,604.20	163.84	110.66	119.60
มกราคม 2557	1,638.61	173.92	117.73	122.98
กุมภาพันธ์ 2557	1,689.46	187.87	128.31	137.59
มีนาคม 2557	1,550.04	203.73	124.62	108.89
ค่าเฉลี่ย ณ ช่วงตรวจวัด	1,683.67	209.79	134.43	151.83
ค่าเฉลี่ยทั้งปี	1,635.79	171.08	139.58	134.02
ค่าต่ำสุด	1,267.53	133.21	110.66	108.89
ค่าสูงสุด	1,925.39	203.73	190.02	176.11

Process Stream Summary data from Simulation (Crude properties)							
Stream Name		S1	S2	S3	S4	S5	S6
Stream Description		Physical Properties Data for Crude to H-1101					
Phase		Liquid	Liquid	Liquid	Mixed	Mixed	Mixed
Total Stream							
Rate	KG-MOL/HR	383.1117554	383.1117554	383.1117554	383.11176	383.11176	383.11176
	KG/HR	72900	72900	72900	72900	72900	72900
Std. Liq. Rate	M3/HR	87.75941467	87.75941467	87.75941467	87.759415	87.759415	87.759415
Temperature	C	235.00000	240.0000305	245.0000305	250.00003	255.00003	260.00003
Pressure	BARG	16.500000	15.9999905	15.4999905	14.999999	14.499999	13.999999
Molecular Weight		190.283905	190.283905	190.283905	190.28391	190.28391	190.28391
Enthalpy	M*KJ/HR	37.77207184	38.76792526	39.77172089	40.794281	42.047783	43.318279
	KJ/KG	518.1358643	531.7963867	545.565918	559.59283	576.7876	594.21558
Mole Fraction Liquid		1.0000000	1.0000000	1.00000	0.9981918	0.9594306	0.9204219
Reduced Temperature		0.784225881	0.791942418	0.799658895	0.8073754	0.8150918	0.8228083
Reduced Pressure		0.693090081	0.673302472	0.653514922	0.6337273	0.6139397	0.5941522
Acentric Factor		0.490607679	0.490607679	0.490607679	0.4906077	0.4906077	0.4906077
UOP K factor		12.00916862	12.00916862	12.00916862	12.009169	12.009169	12.009169
Std. Liquid Density	KG/M3	830.6801147	830.6801147	830.6801147	830.68011	830.68011	830.68011
Sp. Gravity		0.831499994	0.831499994	0.831499994	0.8315	0.8315	0.8315
API Gravity		38.67438507	38.67438507	38.67438507	38.674385	38.674385	38.674385
Vapor							
Rate	KG-MOL/HR	n/a	n/a	n/a	0.692733	15.5426	30.487316
	KG/HR	n/a	n/a	n/a	54.534676	1257.0146	2533.0745
	M3/HR	n/a	n/a	n/a	1.5728902	36.863857	75.615616
Molecular Weight		n/a	n/a	n/a	78.723938	80.875443	83.086174
Z (from K)		n/a	n/a	n/a	0.8358936	0.8378919	0.8400071
Enthalpy	KJ/KG	n/a	n/a	0	830.85254	841.92969	853.09552
CP	KJ/KG-C	n/a	n/a	n/a	2.5234663	2.5356684	2.5477817
Density	KG/M3	0	0	0	34.671638	34.098835	33.499355
Th. Conductivity	W/M-K	n/a	n/a	n/a	0.0447525	0.0450286	0.0452995
Viscosity	PAS	n/a	n/a	n/a	2.01E-05	2.00E-05	1.99E-05
Liquid							
Rate	KG-MOL/HR	383.1117554	383.1117554	383.1117554	382.41901	367.56915	352.62445
	KG/HR	72900.000	72900.000	72900.000	72845.469	71642.984	70366.93
	M3/HR	112.5502243	113.5902252	114.6720276	115.65802	113.73501	111.66344
Molecular Weight		190.283905	190.283905	190.283905	190.48599	194.91023	199.55205
Z (from K)		0.12487863	0.121024735	0.117231682	0.1135775	0.1115718	0.109534
Enthalpy	KJ/KG	518.1358643	531.7963867	545.565918	559.38977	572.1355	584.89642
CP	KJ/KG-C	2.725913048	2.747120142	2.768530369	2.7898076	2.8036215	2.8171723
Density	KG/M3	647.7108154	641.7805786	635.7260742	629.83496	629.9115	630.1698
Surface Tension	N/M	0.008515311	0.008228873	0.00794772	0.0076903	0.0076797	0.0076757
Th. Conductivity	W/M-K	0.076483391	0.075627871	0.074818105	0.0740301	0.0733464	0.072685
Viscosity	PAS	0.000289249	0.000272691	0.000255418	0.0002414	0.0002407	0.0002395
TBP at 760 MM HG (WT)	C						
	1%	-11.98251343	-11.98251343	-11.98251343	-11.982513	-11.982513	-11.982513
	5%	52.47488403	52.47488403	52.47488403	52.474884	52.474884	52.474884
	10%	89.34875488	89.34875488	89.34875488	89.348755	89.348755	89.348755
	30%	202.4977417	202.4977417	202.4977417	202.49774	202.49774	202.49774
	50%	300.5033875	300.5033875	300.5033875	300.50339	300.50339	300.50339
	70%	410.1936951	410.1936951	410.1936951	410.1937	410.1937	410.1937
	90%	570.3607178	570.3607178	570.3607178	570.36072	570.36072	570.36072
	95%	697.9005127	697.9005127	697.9005127	697.90051	697.90051	697.90051
	98%	813.7561035	813.7561035	813.7561035	813.7561	813.7561	813.7561
Total Enthalpy	M*KJ/HR	37.77207184	38.76792526	39.77172089	40.794281	42.047783	43.318279
Total Molecular Weight		190.283905	190.283905	190.283905	190.28391	190.28391	190.28391
Vapor Mole Fraction		0.0000000	0.0000000	0.0000000	0.0018082	0.0405694	0.0795781
Liquid Mole Fraction		1.0000000	1.0000000	1.0000000	0.9981918	0.9594306	0.9204219
Total Sp. Enthalpy	KJ/KG	518.1358643	531.7963867	545.565918	559.59283	576.7876	594.21558

ภาพภาคผนวก ก-1 ข้อมูลคุณสมบัติน้ำมันดิบ ที่ได้จากผลลัพธ์ของโปรแกรม SimSince Pro-II

Process Stream Summary data from Simulation (Crude properties)							
Stream Name		S7	S8	S9	S10	S11	S12
Stream Description	Physical Properties Data for Crude to H-1101						
Phase		Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed
Total Stream							
Rate	KG-MOL/HR	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176
	KG/HR	72900	72900	72900	72900	72900	72900
Std. Liq. Rate	M3/HR	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415
Temperature	C	265.00003	270.00003	275.00003	280.00003	285.00003	290.00003
Pressure	BARG	13.499999	12.999999	12.499999	11.499999	10.999999	9.999999
Molecular Weight		190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391
Enthalpy	M*KJ/HR	44.606327	45.911991	47.23497	48.709225	50.072197	51.605766
	KJ/KG	611.88428	629.79468	647.9425	668.16553	686.862	707.89862
Mole Fraction Liquid		0.8811452	0.8416461	0.8020183	0.7455583	0.7060109	0.6496757
Reduced Temperature		0.8305248	0.8382413	0.8459578	0.8536742	0.8613908	0.8691072
Reduced Pressure		0.5743645	0.5545769	0.5347893	0.4952142	0.4754266	0.4358514
Acentric Factor		0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077
UOP K factor		12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169
Std. Liquid Density	KG/M3	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011
Sp. Gravity		0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315
API Gravity		38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385
Vapor							
Rate	KG-MOL/HR	45.534683	60.667248	75.849106	97.479607	112.63066	134.21333
	KG/HR	3886.374	5318.1631	6827.7241	9079.0059	10768.749	13280.598
	M3/HR	118.24232	165.15669	216.78261	306.01266	373.03418	493.56299
Molecular Weight		85.349754	87.661186	90.017204	93.137489	95.611168	98.951401
Z (from K)		0.8422815	0.8447464	0.8474219	0.8541186	0.8573672	0.8649753
Enthalpy	KJ/KG	864.35413	875.70746	887.15491	899.08124	910.7005	922.75085
CP	KJ/KG-C	2.5597818	2.571655	2.5833972	2.5906713	2.6021988	2.6093998
Density	KG/M3	32.867878	32.20071	31.49572	29.668726	28.867996	26.907604
Th. Conductivity	W/M-K	0.0455559	0.0457959	0.0460209	0.0457965	0.0460134	0.0458515
Viscosity	PAS	1.98E-05	1.96E-05	1.95E-05	1.87E-05	1.85E-05	1.79E-05
Liquid							
Rate	KG-MOL/HR	337.57706	322.44449	307.26266	285.63211	270.48108	248.89841
	KG/HR	69013.625	67581.844	66072.281	63820.996	62131.25	59619.402
	M3/HR	109.43636	107.05227	104.51412	100.31763	97.440269	92.790558
Molecular Weight		204.43814	209.59216	215.03517	223.43773	229.70645	239.53308
Z (from K)		0.1074652	0.1053641	0.1032275	0.0979882	0.0957155	0.0901878
Enthalpy	KJ/KG	597.66693	610.44318	623.22296	635.31598	648.06573	660.039
CP	KJ/KG-C	2.8304403	2.8434174	2.8561041	2.8653574	2.8774128	2.8858907
Density	KG/M3	630.62793	631.29755	632.18512	636.18921	637.63422	642.51581
Surface Tension	N/M	0.0076809	0.0076963	0.0077211	0.007894	0.007946	0.0081629
Th. Conductivity	W/M-K	0.0720387	0.0713938	0.0707984	0.070211	0.0696411	0.0691114
Viscosity	PAS	0.0002395	0.0002399	0.0002401	0.0002489	0.0002517	0.0002641
TBP at 760 MM HG (WT)	C						
	1%	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513
	5%	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884
	10%	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755
	30%	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774
	50%	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339
	70%	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937
	90%	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072
	95%	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051
	98%	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561
Total Enthalpy	M*KJ/HR	44.606327	45.911991	47.23497	48.709225	50.072197	51.605766
Total Molecular Weight		190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391
Vapor Mole Fraction		0.1188548	0.1583539	0.1979817	0.2544417	0.2939891	0.3503243
Liquid Mole Fraction		0.8811452	0.8416461	0.8020183	0.7455583	0.7060109	0.6496757
Total Sp. Enthalpy	KJ/KG	611.88428	629.79468	647.9425	668.16553	686.862	707.89862

ภาพภาคผนวก ก-1 (ต่อ)

Process Stream Summary data from Simulation (Crude properties)							
Stream Name		S13	S14	S15	S16	S17	S18
Stream Description	Physical Properties Data for Crude to H-1101						
Phase		Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed
Total Stream							
Rate	KG-MOL/HR	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176
	KG/HR	72900	72900	72900	72900	72900	72900
Std. Liq. Rate	M3/HR	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415
Temperature	C	285.00003	290.00003	295.00003	300.00003	305.00003	310.00003
Pressure	BARG	9.499999	9.000000	8.500000	7.500000	6.500000	6.000000
Molecular Weight		190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391
Enthalpy	M*KJ/HR	50.534378	51.93681	53.354546	54.983047	56.657089	58.140568
	KJ/KG	693.2019	712.4397	731.88739	754.22626	777.18982	797.53937
Mole Fraction Liquid		0.6540321	0.6147736	0.5760389	0.5201315	0.464717	0.428219
Reduced Temperature		0.8613908	0.8691072	0.8768237	0.8845402	0.8922567	0.8999732
Reduced Pressure		0.4160638	0.3962762	0.3764886	0.3369134	0.2973383	0.2775507
Acentric Factor		0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077
UOP K factor		12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169
Std. Liquid Density	KG/M3	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011
Sp. Gravity		0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315
API Gravity		38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385
Vapor							
Rate	KG-MOL/HR	132.54439	147.58473	162.42448	183.84325	205.07318	219.05603
	KG/HR	12997.985	14862.353	16795.08	19710.287	22820.865	25044.986
	M3/HR	508.79956	602.82611	707.81195	912.39972	1175.9136	1364.9181
Molecular Weight		98.065155	100.70387	103.40239	107.21246	111.28156	114.33141
Z (from K)		0.8696346	0.873508	0.8776022	0.8866045	0.8962294	0.9012719
Enthalpy	KJ/KG	911.73004	923.38684	935.11395	947.14197	959.13794	970.98541
CP	KJ/KG-C	2.5895364	2.6010876	2.612566	2.6200001	2.6275468	2.6389847
Density	KG/M3	25.546379	24.654463	23.728165	21.602686	19.406923	18.349075
Th. Conductivity	W/M-K	0.0451126	0.045112	0.0453802	0.0450719	0.0449747	0.0450239
Viscosity	PAS	1.76E-05	1.70E-05	1.69E-05	1.60E-05	1.56E-05	1.51E-05
Liquid							
Rate	KG-MOL/HR	250.56735	235.52699	220.68726	199.26849	178.03856	164.05573
	KG/HR	59902.012	58037.648	56104.922	53189.719	50079.133	47855.012
	M3/HR	92.564598	89.398033	86.114403	80.848412	75.301689	71.579475
Molecular Weight		239.06552	246.41611	254.22818	266.92487	281.28253	291.69977
Z (from K)		0.0861841	0.083681	0.0811059	0.0750003	0.0686003	0.0655966
Enthalpy	KJ/KG	645.78406	658.42011	671.05127	682.73828	694.27679	706.76611
CP	KJ/KG-C	2.8675606	2.8791502	2.8905058	2.8980742	2.9052405	2.915802
Density	KG/M3	647.13745	649.20496	651.51611	657.89441	665.04663	668.55774
Surface Tension	N/M	0.0084125	0.0084962	0.0085911	0.0088951	0.0092458	0.0094019
Th. Conductivity	W/M-K	0.0696881	0.0691568	0.0686293	0.0681625	0.0677284	0.0672562
Viscosity	PAS	0.0002767	0.0002825	0.0002881	0.0003075	0.0003321	0.0003449
TBP at 760 MM HG (WT)	C						
	1%	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513
	5%	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884
	10%	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755
	30%	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774
	50%	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339
	70%	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937
	90%	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072
	95%	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051
	98%	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561
Total Enthalpy	M*KJ/HR	50.534378	51.93681	53.354546	54.983047	56.657089	58.140568
Total Molecular Weight		190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391
Vapor Mole Fraction		0.3459679	0.3852263	0.4239611	0.4798685	0.535283	0.571781
Liquid Mole Fraction		0.6540321	0.6147736	0.5760389	0.5201315	0.464717	0.428219
Total Sp. Enthalpy	KJ/KG	693.2019	712.4397	731.88739	754.22626	777.18982	797.53937

ภาพภาคผนวก ก-1 (ต่อ)

Process Stream Summary data from Simulation (Crude properties)								
Stream Name		S19	S20	S21	S22	S23	S24	S25
Stream Description	Physical Properties Data for Crude to H-1101							
Phase		Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed
Total Stream								
Rate	KG-MOL/HR	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176	383.11176
	KG/HR	72900	72900	72900	72900	72900	72900	72900
Std. Liq. Rate	M3/HR	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415	87.759415
Temperature	C	315.00003	320.00003	325.00003	330.00003	330.00003	340.00003	345.00003
Pressure	BARG	5.500000	5.000000	4.500000	3.9999998	3.4999998	2.9999998	2.5000002
Molecular Weight		190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391
Enthalpy	M*KJ/HR	59.639278	61.153191	62.682388	64.227142	64.532036	67.366531	68.964836
	KJ/KG	818.09778	838.86475	859.84143	881.03156	885.21381	924.09589	946.02057
Mole Fraction Liquid		0.3925896	0.3578873	0.3241661	0.2914733	0.2733071	0.2292942	0.1998031
Reduced Temperature		0.9076896	0.9154061	0.9231226	0.9308391	0.9308391	0.946272	0.9539885
Reduced Pressure		0.2577631	0.2379755	0.2181879	0.1984003	0.1786127	0.1588251	0.1390375
Acentric Factor		0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077	0.4906077
UOP K factor		12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169	12.009169
Std. Liquid Density	KG/M3	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011	830.68011
Sp. Gravity		0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315	0.8315
API Gravity		38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385	38.674385
Vapor								
Rate	KG-MOL/HR	232.70607	246.00092	258.91989	271.44489	278.40457	295.26642	306.56482
	KG/HR	27337.061	29696.783	32124.227	34620.254	36009.719	39830.887	42561.895
	M3/HR	1583.8649	1840.0715	2143.5137	2508.1619	2876.0049	3511.9897	4229.2891
Molecular Weight		117.47463	120.71818	124.07013	127.54063	129.34312	134.89813	138.83488
Z (from K)		0.9065368	0.9120277	0.9177488	0.923705	0.9296996	0.936341	0.9430302
Enthalpy	KJ/KG	982.88348	994.83002	1006.8229	1018.8589	1018.7273	1043.0416	1055.1696
CP	KJ/KG-C	2.6503854	2.6617537	2.6730931	2.684406	2.6809132	2.7069664	2.7182179
Density	KG/M3	17.259718	16.138929	14.986712	13.803037	12.520743	11.341402	10.063604
Th. Conductivity	W/M-K	0.045094	0.0450511	0.0451794	0.0452235	0.0448188	0.0454139	0.0454935
Viscosity	PAS	1.47E-05	1.40E-05	1.37E-05	1.32E-05	1.29E-05	1.26E-05	1.23E-05
Liquid								
Rate	KG-MOL/HR	150.40569	137.11082	124.19183	111.66685	104.70715	87.845299	76.546928
	KG/HR	45562.941	43203.219	40775.77	38279.75	36890.281	33069.109	30338.109
	M3/HR	67.761414	63.852448	59.857277	55.779747	53.298069	47.381023	43.048111
Molecular Weight		302.93365	315.09708	328.32892	342.80313	352.31863	376.44708	396.3335
Z (from K)		0.0624794	0.0592386	0.055862	0.0523358	0.0481273	0.044765	0.0406779
Enthalpy	KJ/KG	719.22888	731.65814	744.04559	756.38031	754.88727	780.82886	792.89343
CP	KJ/KG-C	2.9261525	2.9362936	2.9462254	2.9559445	2.9517624	2.9747126	2.9837203
Density	KG/M3	672.40253	676.61023	681.21661	686.26605	692.15045	697.93994	704.74896
Surface Tension	N/M	0.0095748	0.0097674	0.0099816	0.0102209	0.0105605	0.0107923	0.0111367
Th. Conductivity	W/M-K	0.0668066	0.0663714	0.0659532	0.0655617	0.06568	0.0648437	0.064529
Viscosity	PAS	0.0003599	0.0003777	0.0003987	0.0004247	0.0004571	0.0004929	0.0005405
TBP at 760 MM HG (WT)	C							
	1%	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513	-11.982513
	5%	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884	52.474884
	10%	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755	89.348755
	30%	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774	202.49774
	50%	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339	300.50339
	70%	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937	410.1937
	90%	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072	570.36072
	95%	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051	697.90051
	98%	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561	813.7561
Total Enthalpy	M*KJ/HR	59.639278	61.153191	62.682388	64.227142	64.532036	67.366531	68.964836
Total Molecular Weight		190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391	190.28391
Vapor Mole Fraction		0.6074104	0.6421127	0.6758339	0.7085267	0.7266929	0.7707058	0.8001969
Liquid Mole Fraction		0.3925896	0.3578873	0.3241661	0.2914733	0.2733071	0.2292942	0.1998031
Total Sp. Enthalpy	KJ/KG	818.09778	838.86475	859.84143	881.03156	885.21381	924.09589	946.02057

ภาพภาคผนวก ก-1 (ต่อ)

Flue gas and Combustion air stream : Thermal properties										
Current Case										
Stream Name		S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
Stream Description		Flue gas ex H-1501	Flue gas ex H-1502	Flue gas ex H-1301	Flue gas ex H-1101	Mix flue gases to APH	Air inlet APH	Air outlet APH	Flue gas outlet APH	Flue gas at Bridgewall
Phase		Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor
Total Stream										
Rate	tonm-mol/day	4.785497665	5.399023056	7.454332829	59.78804398	77.42689514	49.3932724	49.3932724	77.42689514	54.23057556
	kg/sec	1.559999943	1.75999999	2.430000067	19.49000168	25.23999977	16.56275368	16.56275368	25.23999977	17.67834854
Std. Liq. Rate	m3/sec	0.001871195	0.002111092	0.002914746	0.023377942	0.030274972	0.01901369	0.01901369	0.030274972	0.021204894
Temperature	C	238.7000122	310.9700012	256.5299988	458.3600159	415.9220276	65.49999237	284.9220276	290.7695007	895.5899658
Pressure	mbar	1011.749939	1011.749939	1011.749939	1011.749939	1011.749939	20	10	861.749939	1012.719971
Molecular Weight		28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.97200012	28.97200012	28.16509628	28.16509628
Enthalpy	x 10 ⁶ J/sec	0.792778194	1.041244984	1.28454721	14.94559765	18.06416702	0.535888434	4.260101795	14.33995533	23.38138008
	KJ/KG	508.1911621	591.6164551	528.6202393	766.8341064	715.6960449	32.35503387	257.2097473	568.144043	1322.599854
Mole Fraction Liquid		0	0	0	0	0	0	0	0	0
Reduced Temperature		2.271283865	2.591974735	2.350402594	3.246003389	3.057688951	2.556813955	4.213454247	2.502336979	5.186168194
Reduced Pressure		0.015020825	0.015020825	0.015020825	0.015020825	0.015020825	0.000529182	0.000264591	0.012793868	0.015035226
Acentric Factor		0.10960225	0.10960225	0.10960225	0.10960225	0.10960225	0.039999999	0.039999999	0.10960225	0.10960225
UOP K factor		6.922379017	6.922379017	6.922379017	6.922379017	6.922379017	5.980717659	5.980717659	6.922379017	6.922379017
Std. Liquid Density	KG/M3	833.6918945	833.6918945	833.6918945	833.6918945	833.6918945	871.0961914	871.0961914	833.6918945	833.6918945
Sp. Gravity		0.834514737	0.834514737	0.834514737	0.834514737	0.834514737	0.871955991	0.871955991	0.834514737	0.834514737
API Gravity		38.05961609	38.05961609	38.05961609	38.05961609	38.05961609	30.77883148	30.77883148	38.05961609	38.05961609
Vapor										
Rate	KG-MOL/HR	199.3957214	224.9592896	310.5971985	2491.168457	3226.120605	2058.052979	2058.052979	3226.120605	2259.607178
	KG/HR	5616	6336	8748	70164.00781	90864	59625.91406	59625.91406	90864	63642.05469
	M3/HR	8387.975586	10800.36133	13521.36816	149787.9531	182724.2188	2897413.25	9549545	175552.0781	216857.8125
Molecular Weight		28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.97200012	28.97200012	28.16509628	28.16509628
Z (from K)		1.000197411	1.000247478	1.000213981	1.000269651	1.000269294	0.999995887	1.000002861	1.000202298	1.000210285
Enthalpy	KJ/KG	508.1911621	591.6165161	528.6202393	766.8341064	715.6960449	32.35503387	257.2097473	568.144043	1322.599854
CP	kJ/kg-K	1.143009424	1.16580832	1.148604274	1.211455703	1.198586345	1.009741306	1.044187903	1.159327865	1.324898243
Density	KG/M3	0.669529796	0.586647034	0.646975935	0.468422175	0.497273952	0.020579014	0.006243848	0.517589986	0.293473661
Th. Conductivity	W/M-K	0.038459148	0.043308295	0.039660692	0.053027838	0.050252289	0.029168256	0.044085346	0.0419585	0.080614321
Viscosity	PAS	2.54E-05	2.81E-05	2.61E-05	3.31E-05	3.17E-05	2.01E-05	2.89E-05	2.74E-05	4.61E-05

ภาพภาคผนวก ก-2 ข้อมูลคุณสมบัติทางเคมีของก๊าซไอเสีย และอากาศ (ก่อนปรับปรุง) ที่ได้จากผลลัพธ์ของ โปรแกรม SimSince Pro-II

New Case after modify												
Stream Name		S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11
Stream Description		Flue gas ex H-1501	Flue gas ex. H-1502	Flue gas ex. H-1301	Flue gas ex. H-1101	Mix flue gases to APH	Air inlet APH	Air outlet APH	Flue gas outlet APH	Flue gas at Bridgewall	Flue gas exit bare	Flue gas outlet CVB
Phase		Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor
Total Stream												
Rate	tonm-mol/day	4.785497665	5.399023056	7.454332829	59.78804398	77.42689514	49.3932724	49.3932724	77.42689514	54.23057556	4.7854977	4.7854977
	kg/sec	1.559999943	1.75999999	2.430000067	19.49000168	25.23999977	16.56275368	16.56275368	25.23999977	17.67834854	1.5599999	1.5599999
Std. Liq. Rate	m3/sec	0.001871195	0.002111092	0.002914746	0.023377942	0.030274972	0.01901369	0.01901369	0.030274972	0.021204894	0.0018712	0.0018712
Temperature	C	238.7000122	310.9700012	256.5299988	287.6399841	283.2822571	65.49999237	152.2822876	232.9907837	895.5899658	739	435.00003
Pressure	mbar	1011.749939	1011.749939	1011.749939	1011.749939	1011.749939	20	10	861.749939	1012.719971	1012.62	863.125
Molecular Weight		28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.97200012	28.97200012	28.16509628	28.16509628	28.165096	28.165096
Enthalpy	x 10 ⁶ J/sec	0.792778194	1.041244984	1.28454721	11.00220394	14.12077332	0.535888434	1.994025469	12.6626358	23.38138008	1.7439951	1.1522483
	KJ/KG	508.1911621	591.6164551	528.6202393	564.5050659	559.460144	32.35503387	120.3921509	501.689209	1322.599854	1117.9457	738.62073
Mole Fraction Liquid		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Reduced Temperature		2.271283865	2.591974735	2.350402594	2.48845005	2.469113111	2.556813955	3.212021828	2.245949745	5.186168194	4.4913158	3.1423457
Reduced Pressure		0.015020825	0.015020825	0.015020825	0.015020825	0.015020825	0.000529182	0.000264591	0.012793868	0.015035226	0.0150337	0.0128143
Acentric Factor		0.10960225	0.10960225	0.10960225	0.10960225	0.10960225	0.039999999	0.039999999	0.10960225	0.10960225	0.1096023	0.1096023
UOP K factor		6.922379017	6.922379017	6.922379017	6.922379017	6.922379017	5.980717659	5.980717659	6.922379017	6.922379017	6.922379	6.922379
Std. Liquid Density	KG/M3	833.6918945	833.6918945	833.6918945	833.6918945	833.6918945	871.0961914	871.0961914	833.6918945	833.6918945	833.69189	833.69189
Sp. Gravity		0.834514737	0.834514737	0.834514737	0.834514737	0.834514737	0.871955991	0.871955991	0.834514737	0.834514737	0.8345147	0.8345147
API Gravity		38.05961609	38.05961609	38.05961609	38.05961609	38.05961609	30.77883148	30.77883148	38.05961609	38.05961609	38.059616	38.059616
Vapor												
Rate	KG-MOL/HR	199.3957214	224.9592896	310.5971985	2491.168457	3226.120605	2058.052979	2058.052979	3226.120605	2259.607178	199.39572	199.39572
	KG/HR	5616	6336	8748	70164.00781	90864	59625.91406	59625.91406	90864	63642.05469	5616	5616
	M3/HR	8387.975586	10800.36133	13521.36816	114822.6406	147541.875	2897413.25	7279846.5	157555.6719	216857.8125	16574.309	13604.421
Molecular Weight		28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.16509628	28.97200012	28.97200012	28.16509628	28.16509628	28.165096	28.165096
Z (from K)		1.000197411	1.000247478	1.000213981	1.000235796	1.000233173	0.999995887	1.000001431	1.000162959	1.000210285	1.000235	1.0002302
Enthalpy	KJ/KG	508.1911621	591.6165161	528.6202393	564.5050659	559.460144	32.35503387	120.3921509	501.689209	1322.599854	1117.9457	738.62073
CP	kJ/kg-K	1.143009424	1.16580832	1.148604274	1.158427238	1.157048941	1.009741306	1.020070434	1.141095877	1.324898243	1.2883518	1.2043626
Density	KG/M3	0.669529796	0.586647034	0.646975935	0.611064196	0.615852237	0.020579014	0.008190545	0.576710403	0.293473661	0.3388376	0.412807
Th. Conductivity	W/M-K	0.038459148	0.043308295	0.039660692	0.041748997	0.041457102	0.029168256	0.035412796	0.038073685	0.080614321	0.0709285	0.0515023
Viscosity	PAS	2.54E-05	2.81E-05	2.61E-05	2.73E-05	2.71E-05	2.01E-05	2.38E-05	2.52E-05	4.61E-05	4.15E-05	3.23E-05

ภาพภาคผนวก ก-3 ข้อมูลคุณสมบัติทางเคมีของก๊าซไอเสีย และอากาศ (หลังปรับปรุง) ที่ได้จากผลลัพธ์ของโปรแกรม SimSince Pro-II

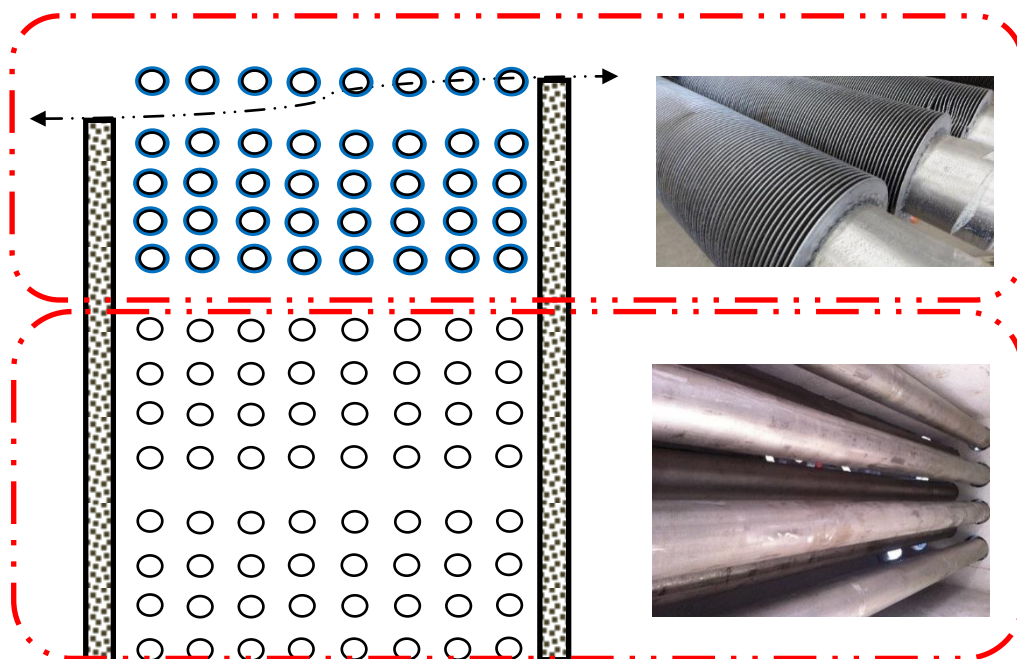
ภาคผนวก ข

แสดงวิธีการคำนวณหาพื้นที่ที่ครีบริบความร้อนด้วยวัสดุที่แตกต่างกัน

จากเงื่อนไขที่กำหนดของการเลือกวัสดุที่แตกต่างกัน รวม 3 ชนิดมาใช้เป็นวัสดุครีบริบความร้อน คือ Carbon steel, Alloy 11-13Cr และ Alloy 18Cr-8Ni เนื่องจากวัสดุทั้ง 3 ชนิดนั้นมีความสมบัติทางความร้อนที่แตกต่างกัน อีกทั้งความทนทานต่อการใช้งานก็มีความแตกต่างกัน ดังนั้นการเลือกใช้วัสดุที่เหมาะสม เพื่อนำมาใช้สำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ด้วยการพาความร้อนนั้น จึงต้องทำการคำนวณหาพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนใหม่ เพื่อทำการเปรียบเทียบวิธีการออกแบบ ความทนทานต่อการใช้งาน ตลอดจนทำการพิสูจน์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อหาวัสดุที่เหมาะสมที่สุด เพื่อใช้ในการออกแบบปรับปรุงจริง โดยมีวิธีการคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยขั้นตอนตามลำดับขั้นดังต่อไปนี้

1. การคำนวณหาพื้นที่ท่อเกลี้ยง (Bare tube)

ผลจากการเลือกจำนวนชั้นของท่อเกลี้ยงคำนวณได้จากบทที่ 3 นั้นได้ ข้อกำหนดของการเลือกจำนวนชั้นของท่อเกลี้ยงนั้นถูกแสดงชี้ให้เห็นดังตารางที่ 3-20 ซึ่งได้พบว่าจำนวนชั้นที่สามารถออกแบบได้โดยไม่มีผลกระทบต่อวัสดุท่อ นั้นสามารถทำได้จำนวน 6 ชั้น(แถว) ขึ้นไป จึงได้กำหนดการออกแบบเบื้องต้นไว้ที่ 8 ชั้น (แถว) เพื่อให้สามารถคำนวณสัดส่วนของการออกแบบครีบริบได้ต่อไป



2. การคำนวณหาพื้นที่ท่อครีป (Finned tube)

กำหนดให้ท่อเกลี้ยงมีจำนวนเท่ากับ 8 ชั้น (แถว) ดังนั้นการออกแบบท่อประเภทครีปในชั้นตอนต่อไปได้ มีข้อกำหนดการออกแบบที่สอดคล้องกับมาตรฐานของ American petroleum institute standard 560, API-560 ซึ่งได้กำหนดไว้ในขอบเขตการศึกษาในตอนต้นแล้ว ซึ่งข้อกำหนดเพิ่มเติมเพื่อการออกแบบกำหนดรายละเอียดเพิ่มเติมในส่วนของครีปรับความร้อนดังต่อไปนี้

2.1 ชนิดเชื้อเพลิง คือ น้ำมันเตา

2.2 ความหนาของครีปสูงสุด = 2.5 มิลลิเมตร

2.3 ความสูงของครีปสูงสุด = 19.1 มิลลิเมตร

2.4 ความถี่ของครีปต่อความยาวท่อ 1 เมตร = 118 ครีป (3 ครีปต่อ 1 นิ้ว)

ทำการคำนวณหาพื้นที่ครีปและทำการคำนวณหาพื้นที่การไหลของก๊าซไอเสียในช่วงท่อครีปด้วยความสัมพันธ์ดังสมการ

$$\begin{aligned} \text{FPA} &= \text{Tube per row} \times \text{Fins per meter} \times \text{Effective tube length} \times \text{Thickness} \times 2 \times \text{Fin Height} \\ &= 8 \times 118 \times 5.842 \times 0.0025 \times 2 \times 0.0191 \quad \text{m}^2 \\ &= 0.5267 \text{ ตารางเมตร ต่อ ชั้น} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{NFAf} &= \text{NFAb} - \text{FPA} \\ &= 7.279 - 0.5267 \text{ ตารางเมตร} \\ &= 6.753 \text{ ตารางเมตร} \end{aligned}$$

คำนวณหาความเร็วของก๊าซไอเสียผ่านพื้นที่ท่อครีป ดังสมการ

$$\begin{aligned} \text{Vfgf} &= \text{Mfg} / \text{NFAf} \\ &= 19.49 \text{ (kgsec)} / 6.753 \text{ ตารางเมตร} \\ &= 2.89 \text{ kgsec.m}^2 \text{ (2,123 lb/h. ft}^2\text{)} \end{aligned}$$

จากค่าความเร็วก๊าซไอเสียที่คำนวณได้ ที่ 2,123.25 lb/h.ft² (2.89 kgsec.m²) เมื่อเทียบความสัมพันธ์จากแผนภูมิที่ 3-26 จะพบว่า $h = 4.0 \text{ Btu/hr.ft}^2$ แล้วใช้สำหรับการคำนวณหาค่า

Convective heat transfer coefficient (hf) จากสมการ

$$\begin{aligned} h_o &= h \times c_f \\ h_f &= (h_o / A_t) \times (E \times A_f + A_o) \end{aligned}$$

คำนวณหาค่า

$$\begin{aligned} \text{LMGTf} &= T_{\text{flue@bare out}} - T_{\text{stack}} / \ln (T_{\text{flue@bare out}} / T_{\text{stack}}) \\ &= (676.6 - 287.6) / \ln (676.6 / 287.6) \\ &= 454.7^\circ\text{C} \text{ (850.5}^\circ\text{F)} \end{aligned}$$

จากการคำนวณอุณหภูมิที่ได้ของ $LMGT_f = 850.5^\circ\text{F}$ (454.7°C) จากภาพที่ 3-27 จะได้
ค่า $cf = 1.42$

คำนวณหาค่า

$$\begin{aligned} Ho &= h \times cf \\ &= 4.0 \times 1.42 \text{ Btu/hr.ft}^2 \\ &= 5.68 \text{ Btu/hr.ft}^2 \end{aligned}$$

หลังจากทราบข้อมูลของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของครีบแล้วนั้น สามารถ
คำนวณหาค่าเฉลี่ยอุณหภูมิก๊าซไอเสยรอบครีบ ได้จากสมการ $MFGT_b$

$$\begin{aligned} MFGT_b &= (T_{\text{flue gas @bare out}} + T_{\text{stack}}) / 2 \\ &= (676.6 + 287.64) / 2 \\ &= 482.1^\circ\text{C} \text{ (} 899.87^\circ\text{F)} \end{aligned}$$

จากอุณหภูมิเฉลี่ยก๊าซไอเสยนี้ ถูกใช้กำหนดเป็นอุณหภูมิของครีบ Fin ซึ่งเมื่อพิจารณาจาก
อุณหภูมิเฉลี่ยแล้วนั้นสามารถเลือกใช้วัสดุที่จะนำมาใช้ทำการออกแบบได้ 3 ชนิด ซึ่งจากแผนภูมิที่
3-28 สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ จากความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับ
วัสดุที่เลือกใช้ โดยแสดงค่าที่อ่านค่าได้ดังตารางที่ 3-21

ตารางภาคผนวก ข-1 ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ โลหะที่อ่านได้จากภาพที่ 3-28

ประเภทของวัสดุ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ Fin (kf)
	(Btu/hr.ft.F)
Carbon steel	24.5
11Cr -13Mo.	16.5
18Cr -8Ni.	13.0

ต่อมาทำการพิจารณารายละเอียดของครีบ Fin จะได้ว่า

กำหนดให้การออกแบบ Fin มาตรฐาน API-560 นั้นมีรายละเอียดที่ใช้ในการคำนวณ
ดังนี้

ความสูงของครีบ $Fin = 0.75$ นิ้ว (19.1 มิลลิเมตร)

ความหนาของครีบ $Fin = 0.1$ นิ้ว (2.5 มิลลิเมตร)

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อด้านนอก $Do = 6.63$ นิ้ว (168.3 มิลลิเมตร)

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อด้านใน $D_i = 6.35$ นิ้ว (161.19 มิลลิเมตร)

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อรวมครีป $D_f = 8.13$ นิ้ว (206.4 มิลลิเมตร)

ความหนาของท่อ $t_w = 0.28$ นิ้ว (7.11 มิลลิเมตร)

ความถี่ครีป F_{in} ต่อฟุต = 36 ครีปต่อฟุต (119 ครีปต่อเมตร)

จากข้อมูลข้างต้น ทำการคำนวณหาค่าพื้นที่ครีปต่อ 1 หน่วยความยาว

A_o = Bare area of fin tube per foot

$$= \pi D \times L$$

$$= \pi \times 0.55 \times (1 - (36 \times 0.1/12))$$

$$= 1.21 \text{ ft}^2$$

A_t = Total Heat Transfer Area of Fin tube per foot

$$= (0.5 \times \pi(D_o^2 - D_i^2) + \pi \times D_f \times F_{thk}) \times 3 \text{ fins} \times 12 \text{ inch}$$

$$= (0.5 \times \pi \times (0.55^2 - 0.53^2) + \pi \times 0.68 \times 0.00833) \times 3 \times 12$$

$$= 9.33 \text{ ft}^2$$

ดังนั้นพื้นที่รวมของท่อครีปเท่ากับ $A_t + A_o$

$$= 1.21 + 9.33 \text{ ft}^2$$

$$= 10.54 \text{ ft}^2 / \text{ft}$$

คำนวณหาค่า Fin thermal profile (β) จากสมการ

$$\beta = 1.4 \times H \times \sqrt{(h_o / (k_f \times F_{thk}))}$$

$$= 1.4 \times 0.0625 \times \sqrt{(5.88 / (24.5 \times 0.00833))}$$

$$= 0.4695$$

คำนวณหาสัดส่วนของ D_f / D_o

$$\text{จะได้ว่า } D_f / D_o = 8.13 / 6.63$$

$$= 1.226$$

ทำการหาค่าประสิทธิภาพของครีปจากภาพที่ 3-29 จากความสัมพันธ์ระหว่าง Fin thermal profile และ D_f / D_o สรุปตามชนิดของวัสดุที่หาได้ คือ

ตารางภาคผนวก ข-2 การหาค่าประสิทธิภาพของครีบบจากภาพที่ 3-29

ประเภทของวัสดุ	ประสิทธิภาพของ Fin efficiency (E) %
Carbon steel	92.5
11Cr-13Mo.	90.0
18Cr-8Ni.	86.5

ดังนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกครีบบ จากสมการ

$$hf = \frac{ho}{At} \times (E \times Af + Ao)$$

แทนค่า

$$ho = 5.68 \text{ Btu/hr.ft}^2 \text{ (มีค่าเท่ากันทั้ง 3 วัสดุครีบบ)}$$

$$E \text{ (CS)} = 0.925$$

$$E \text{ (11-33Cr)} = 0.9$$

$$E \text{ (18Cr-8Ni)} = 0.865$$

$$Af = 9.33 \text{ ft}^2$$

$$Ao = 1.21 \text{ ft}^2$$

ดังนั้นแทนค่า

$$\begin{aligned} hf \text{ (CS)} &= 5.68 / (9.33 \times (0.925 \times 9.33 + 1.21)) \\ &= 5.30 \text{ Btu/hr.ft}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} hf \text{ (11-13Cr)} &= 5.68 / (9.33 \times (0.90 \times 9.33 + 1.21)) \\ &= 5.18 \text{ Btu/hr.ft}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} hf \text{ (18Cr-8Ni)} &= 5.68 / (9.33 \times (0.865 \times 9.33 + 1.21)) \\ &= 5.0 \text{ Btu/hr.ft}^2 \end{aligned}$$

สรุปผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกครีบบ hf (Btu/hr.ft²)

ตารางภาคผนวก ข-3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกครีป hf (Btu/hr.ft²)

ประเภทของวัสดุ	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกครีป hf Btu/hr.ft ²
Carbon steel	5.3
11Cr-13Mo.	5.18
18Cr-8Ni.	5.0

จากความต้องการทราบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U_{overall} ดังสมการ

$$U_o = 1/R_t = 1/(R_o + R_w + R_i)$$

ทำให้ทราบว่าต้องทำการคำนวณค่าความต้านทางกระแสความร้อนด้านนอกท่อ (R_o)

จากสมการ

$$R_o = 1/h_f + f_o$$

เมื่อกำหนดให้ f_o = 0 เพราะเป็นท่อใหม่ที่ไม่มี Fouling ด้านนอกผิวท่อ

$$\text{ดังนั้นแทนค่า } R_o \text{ (CS)} = 1/5.3 + 0 = 0.189 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

$$R_o(11-13\text{Cr}) = 1/5.18 + 0 = 0.189 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

$$R_o(18\text{Cr}-8\text{Ni}) = 1/5 + 0 = 0.189 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

สรุปผลการคำนวณค่าความต้านทางกระแสความร้อนด้านนอกท่อ (R_o) (hr.ft²/Btu)

ตารางภาคผนวก ข-4 การคำนวณค่าความต้านทางกระแสความร้อนด้านนอกท่อ (R_o) (hr.ft²/Btu)

ประเภทของวัสดุ	ความต้านทางกระแสความร้อนด้านนอกท่อ (R _o) hr.ft ² /Btu
Carbon steel	0.189
11Cr-13Mo.	0.192
18Cr-8Ni.	0.199

ลำดับต่อมาทำการหาค่าความต้านทานความร้อนของผนังท่อ (R_w) จากสมการ

$$R_w = T_w/K_w \times A_t/A_a$$

เมื่อกำหนดให้

$$K_w = 24.5 \text{ Btu/ft.hr} \text{ เพราะเป็นค่าความนำความร้อนของท่อ CS}$$

$$T_w = 0.0233 \text{ ft (7.11 mm)}$$

$$A_t = 10.54 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$A_a = 1.698 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

ดังนั้นแทนค่า

$$R_w = (0.0233/24.5) \times (10.54/1.698)$$

$$= 0.005911 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

ลำดับต่อมาทำการหาค่าความต้านทานกระแสความร้อนของของไหลในท่อ (R_i) จาก

สมการ

$$R_i = (A_t/A_i) \times (1/h_i + f_i)$$

เมื่อกำหนดให้

$f_i = 0 \text{ Btu/hr.ft}^2.F$ เพราะเป็นท่อใหม่ไม่มี fouling

$h_i = 205.75 \text{ Btu/ft}^2.F$ (จาก Simulation software)

$$A_t = 10.54 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$A_a = 1.698 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

ดังนั้นแทนค่า

$$R_i = (10.54/1.698) \times 1/(205.75 + 0)$$

$$= 0.0308 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

แล้วทำการหาค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพนำรวมของท่อ U_{overall} (U_o)

$$U_o(\text{CS}) = 1/(R_o + R_w + R_i)$$

$$= 1/(0.189 + 0.005911 + 0.0308)$$

$$= 4.438 \text{ Btu/hr.ft}^2.F$$

$$U_o(11-13\text{Cr}) = 1/(0.192 + 0.005911 + 0.0308)$$

$$= 0.189 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

$$U_o(18\text{Cr}-8\text{Ni}) = 1/(0.199 + 0.005911 + 0.0308)$$

$$= 0.189 \text{ hr.ft}^2/\text{Btu}$$

สรุปผลการคำนวณค่าความต้านทานกระแสความร้อนด้านนอกท่อ (R_o) ($\text{hr.ft}^2/\text{Btu}$) ของ

แต่ละวัสดุ

ตารางภาคผนวก ข-5 ผลการคำนวณค่าความต้านทานทางกระแสความร้อนด้านนอกท่อ
(Ro) (hr.ft²/Btu) ของแต่ละวัสดุ

ประเภทของวัสดุ	ค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนรวมของท่อ U _{overall} (Uo) Btu/hr.ft ² .F
Carbon steel	4.438
11Cr-13Mo.	4.350
18Cr-8Ni.	4.225

เมื่อทราบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U_o ของท่อ จึงต้องทำการคำนวณหาพื้นที่
การถ่ายเทความร้อนตามสมการ

$$Q_{fin} = U_o A_o f \text{LMTD}$$

เมื่อค่าอุณหภูมิ LMTD นั้นคำนวณได้จากสมการ

$$\text{LMTD} = (T_{\text{flue@bare-out}} - T_{\text{fld@bare-in}}) - (T_{\text{stack}} - T_{\text{fld@bare-in}}) /$$

$$\ln((T_{\text{flue@bare-out}} - T_{\text{fld@bare-in}}) / (T_{\text{stack}} - T_{\text{fld@bare-in}}))$$

$$= (676.6 - 285.87) - (287.64 - 237.64) / \ln((676.6 - 285.87) / (287.64 - 237.64))$$

$$= 165.75^\circ\text{C} (330.34^\circ\text{F})$$

ดังนั้นทำการแทนค่าหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนผ่านครีป (A_{fin}) ที่ต้องการ

$$\text{เมื่อ } Q_{fin} = 27,548,316 \text{ Btu/hr (10,614 kW)}$$

กำหนดให้ f = 0.98 (cross flow counter current)

$$\text{ดังนั้น } A_{fin} \text{ (CS)} = Q_{fin} / (U_o \times \text{LMTD} \times f)$$

$$= 36,219,115 / (4.438 \times 330.34 \times 0.98)$$

$$= 25,208.7 \text{ ft}^2 (2,341.89 \text{ m}^2)$$

$$A_{fin} \text{ (11-13Cr)} = Q_{fin} / (U_o \times \text{LMTD} \times f)$$

$$= 36,219,115 / (4.350 \times 330.34 \times 0.98)$$

$$= 25,720.7 \text{ ft}^2 (2,389.45 \text{ m}^2)$$

$$A_{fin} \text{ (18Cr-8Ni)} = Q_{fin} / (U_o \times \text{LMTD} \times f)$$

$$= 36,219,115 / (4.225 \times 330.34 \times 0.98)$$

$$= 25,951.1 \text{ ft}^2 (2,410.86 \text{ m}^2)$$

สรุปผลการคำนวณค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนผ่านครีป (A_{fin}) ของแต่ละวัสดุ

ตารางภาคผนวก ข-6 การคำนวณค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนผ่านครีป (A_{fin}) ของแต่ละวัสดุ

ประเภทของวัสดุ	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนผ่านครีป (A _{fin}) ft ² / (m ²)
Carbon steel	25,208.7 / (2,341.89 m ²)
11Cr – 13Mo.	25,720.7 / (2,389.45 m ²)
18Cr – 8Ni.	25,951.1 / (2,410.86 m ²)

ในขณะที่ขนาดของพื้นที่ของท่อครีปต่อความยาว 1 ฟุตนั้น มีค่าเท่ากับ 10.54 ตารางฟุต ในทั้ง 3 วัสดุอันเนื่องมาจากขนาดของครีป ความถี่ ความสูง และความหนาที่เท่ากัน ดังนั้นจึงทำการคำนวณหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ทั้งสิ้น โดยกำหนดให้

ความยาวท่อภายใน Convection bank = 5.842 เมตร (19.17 ฟุต)

จำนวนท่อต่อชั้น = 8 ท่อ ต่อชั้น

ขนาดพื้นที่ท่อครีปต่อ 1 ฟุต = 10.54 ตารางฟุต

ดังนั้นจำนวนชั้นของท่อครีปที่ต้องใช้ = พื้นที่ครีปที่ต้องการ / (พื้นที่ครีปต่อฟุต x จำนวนท่อต่อชั้น x ความยาวท่อใน CVB)

จำนวนชั้นของท่อครีป (CS) = 25,208.7 / (8 x 19.17 x 10.54) = 15.59 ชั้น (แถว)

จำนวนชั้นของท่อครีป (11-13Cr) = 25,720.7 / (8 x 19.17 x 10.54) = 15.91 ชั้น (แถว)

จำนวนชั้นของท่อครีป (18Cr-8Ni) = 25,951.1 / (8 x 19.17 x 10.54) = 16.05 ชั้น (แถว)

สรุปผลการคำนวณจำนวนชั้นของท่อที่ต้องใช้ของแต่ละวัสดุ

ตารางภาคผนวก ข-7 การคำนวณจำนวนชั้นของท่อที่ต้องใช้ของแต่ละวัสดุ

ประเภทของวัสดุ	จำนวนชั้นของท่อครีปที่ต้องใช้ (ชั้น)
Carbon steel	15.59
11Cr – 13Mo.	15.91
18Cr – 8Ni.	16.05

หากเมื่อพิจารณาพื้นที่ท่อเกลี้ยงที่ได้ออกแบบไว้เบื้องต้นอีกจำนวน 8 แถว ซึ่งจะเหลือจำนวนแถวของท่อครีปที่สามารถติดตั้งได้อีกทั้งสิ้น เท่ากับ 16 แถว ซึ่งมีจำนวนแถวเท่ากับของเดิม

คือ รวมทั้งสิ้น 24 แถว (ชั้น) โดยพื้นที่ท่อเกลี้ยงมีพื้นที่เท่ากับ 179 ตารางเมตร ดังนั้นเมื่อทำการ
คำนวณหาพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมด สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\text{พื้นที่รับความร้อนทั้งหมด} = \text{พื้นที่ท่อเกลี้ยง} + \text{พื้นที่ท่อครีป}$$

$$\text{ท่อครีป CS} = 179 + 2,341.89 = 2,520.9 \text{ ตารางเมตร (27,134.7 ตารางฟุต)}$$

$$\text{ท่อครีป 11Cr - 13Mo} = 179 + 2,341.89 = 2,568.5 \text{ ตารางเมตร (27,646.7 ตารางฟุต)}$$

$$\text{ท่อครีป 18Cr - 8Ni} = 179 + 2,341.89 = 2,589.9 \text{ ตารางเมตร (27,877.1 ตารางฟุต)}$$

ภาคผนวก ค

** PFR DIRECT FIRED HEATER COMPUTER PROGRAM **												
				** FURNACE ID - H-1101				** FRNC-5 ** MOD 9.0**				
** FINAL PRINTOUT **												
				** LOCATION - Thaioil				** S.I. UNITS **				
** SERVICE - Crude Distillation Unit				** CASE ID - H1101 18-8Ni-Finned				** ENGINEER - Thongchai **				
-- REV 0000.PC900 11/15/2012 -----												
** Change studded to 18-8Ni Finned 16 rows with 8 Bare rows												
** Maintain the same fluid properties and process condition												
**												

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O GAGE		HEAT	HEAT	VOL. HEAT
-----		-----		-----		-----		-----		ABSORBED	LOST	RELEASE
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	INLET	EXIT	INLET	ROOF	(MW)	(MW)	W/M3
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
10	FIREBOX	1050	1	15.3	12.14	905.4	848.1	0.000	0.000	23.211	1.967	51191.
TOTAL SHOCK DUTY TO CONVECTION COILS FROM FIREBOX 10 IS						0.151 MW						

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		MASS	GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O		HEAT	HEAT
-----		-----		-----		VELOCITY	-----		-----		ABSORBED	LOST
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	KG/SEC/M2	INLET	EXIT	INLET(GAGE)	DROP	(MW)	(MW)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
20	CONVECT.	1050	2	15.3	12.14	1.08	848.1	350.6	0.000	-0.862	9.560	0.126

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		MASS	GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O		HEAT	HEAT
-----		-----		-----		VELOCITY	-----		-----		ABSORBED	LOST
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	KG/SEC/M2	INLET	EXIT	INLET(GAGE)	DROP	(MW)	(MW)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
30	DUCT	1051	3	17.7	14.00	28.20	338.1	338.1	0.000	69.708	0.000	0.001

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		MASS	GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O		HEAT	HEAT
-----		-----		-----		VELOCITY	-----		-----		ABSORBED	LOST
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	KG/SEC/M2	INLET	EXIT	INLET(GAGE)	DROP	(MW)	(MW)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
31	DOCT	1052	4	19.3	15.19	30.68	330.3	330.3	0.000	5.091	0.000	0.001

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		MASS	GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O		HEAT	HEAT
-----		-----		-----		VELOCITY	-----		-----		ABSORBED	LOST
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	KG/SEC/M2	INLET	EXIT	INLET(GAGE)	DROP	(MW)	(MW)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
32	DUCT	1053	5	21.0	16.54	33.49	328.7	328.6	0.000	6.987	0.000	0.001

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		MASS	GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O		HEAT	HEAT
-----		-----		-----		VELOCITY	-----		-----		ABSORBED	LOST
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	KG/SEC/M2	INLET	EXIT	INLET(GAGE)	DROP	(MW)	(MW)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
33	DUCT	1053	6	21.0	16.54	3.82	328.6	315.3	0.000	145.161	0.000	0.322

FURNACE SECTION		FLUE GAS		GAS FLOW RATE		MASS	GAS TEMP. (C)		PRESSURE,MM.H2O		HEAT	HEAT
-----		-----		-----		VELOCITY	-----		-----		ABSORBED	LOST
ID.	TYPE	ID.	SEQ.	KG/SEC	NM3/S	KG/SEC/M2	INLET	EXIT	INLET(GAGE)	DROP	(MW)	(MW)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
40	CONVECT.	1053	7	21.0	16.54	3.54	315.3	204.8	0.000	108.661	2.653	0.017

AIR PREHEATER IN THIS FURNACE SECTION												
		COIL SECTION		GAS TEMP. (C)		HEAT						
		-----		-----		ABSORBED						
		ID.	TYPE	INLET	EXIT	(MW)						
		-----	-----	-----	-----	-----						
		41	AIR PRHT	315.3	205.5	2.653						

ภาพภาคผนวก ก-2 (ต่อ)

** PFR DIRECT FIRED HEATER COMPUTER PROGRAM ** ** FURNACE ID - H-1101 ** FRNC-5 ** MOD 9.0**
 ** FINAL PRINTOUT ** ** LOCATION - Thaioil ** S.I. UNITS **
 ** SERVICE - Crude Distillation Unit ** CASE ID - H1101 18-8Ni-Finned ** ENGINEER - Thongchai **
 -- REV 0000.PC900 11/15/2012 -----
 ** Change studied to 18-8Ni Finned 16 rows with 8 Bare rows
 ** Maintain the same fluid properties and process condition
 **

TUBESIDE INFORMATION

**PROCESS STREAM ID.-- 11 CURRENT

COIL SECT	COIL SECT	FURN. SECT.	HEAT DUTY (MW)	PRESS.DROP (KPA)		FLUE GAS TEMP (C)		FLUE GAS PRESS. MM.H2O		FLUE GAS MAXIMUM VEL. (KG/SEC/M2)
ID.	TYPE	ID.		TOTAL	HEADERS	INLET	EXIT	INLET G	DROP	
27	CONVCT.	20	0.857	13.9	8.2	399.1	352.1	0.000	0.982	2.60685
26	CONVCT.	20	1.247	16.1	9.0	467.2	399.8	0.000	1.086	2.60685
25	CONVCT.	20	1.850	19.7	11.1	566.2	468.1	0.000	1.240	2.60685
24	CONVCT.	20	2.816	25.8	14.5	712.8	567.3	0.000	1.478	2.60685
23	CONVCT.	20	1.264	40.3	22.5	778.1	714.0	0.000	0.592	2.41588
22	CONVCT.	20	0.708	23.0	12.8	814.2	778.7	0.000	0.307	2.41588
21	SHOCK	20	0.818	26.4	15.2	848.1	814.8	0.000	0.321	2.41588
11	RADIANT	10	10.437	132.1	45.9	848.1	848.1
12	RADIANT	10	12.774	486.4	185.9	848.1	848.1

***** TERMINAL CONDITIONS OF EACH COIL SECTIONS*****

COIL SECT	POINT INFO.	PROC. FLOW SEQ.	PRESS-URE (KPA)	TEMPER-ATURE (C)	ENTHALPY (J/G)	WEIGHT FRACT. VAPOR	VELOCITY (M/S)	CRITICAL VELOCITY (M/S)	MASS VELOCITY (KG/SEC/M2)	HOMOGEN. REYNOLDS NUMBER	FLOW REGIME	BOILING REGIME
27	INLET	1	1197.4	238.6	526.68	0.005	1.9	143.7	1082.952	1210390.	BUBBLY	NUCLEATE
27	EXIT	1	1183.5	241.5	537.29	0.015	2.2	98.3	1082.952	1422994.	BUBBLY	NUCLEATE
26	EXIT	2	1167.4	245.9	552.74	0.028	2.8	86.8	1082.952	1713799.	BUBBLY	NUCLEATE
25	EXIT	3	1147.7	252.2	575.65	0.048	3.5	84.1	1082.952	2113476.	BUBBLY	NUCLEATE
24	EXIT	4	1121.9	262.0	610.52	0.081	4.7	86.7	1082.952	2759602.	BUBBLY	TRANSITN
23	EXIT	5	1081.6	266.0	626.18	0.102	6.2	88.9	1200.260	3327402.	BUBBLY	NUCLEATE
22	EXIT	6	1058.6	268.1	634.95	0.114	6.8	90.4	1200.260	3586704.	BUBBLY	NUCLEATE
21	EXIT	7	1032.2	270.6	645.09	0.129	7.5	92.2	1200.260	3885770.	BUBBLY	NUCLEATE
11	EXIT	8	900.1	305.5	774.36	0.284	15.4	113.9	1200.260	6719735.	ANNULAR	TRANSITN
12	EXIT	9	413.7	340.2	932.57	0.573	57.8	143.8	1196.933	11293130.	MIST	NUCLEATE

COIL SECT	POINT INFO.	*CONVECTIVE HEAT TRANSFER COEFFICIENT* (W/M2/K)				*FOULING RESISTANCE* 1/(W/M2/K)		*HEAT FLUX BASED ON BARE TUBE AREA (W/M2)					
ID.	AT	INSIDE	OUTSIDE	RO+FIN	OVERALL	INSIDE	OUTSIDE	AVERAGE	PEAK	AVERAGE	PEAK	AVERAGE	PEAK
27	INLET	1303.08	20.20	18.26	11.33	0.0004	0.0278	717.7	1191.3	6906.1	9116.0	7623.8	10307.4
27	EXIT	1308.41	20.75	18.74	11.31	0.0004	0.0278	1018.8	1691.2	8925.1	11781.2	9943.9	13472.4
26	EXIT	1316.13	21.70	19.56	11.61	0.0004	0.0278	1715.0	2846.9	12856.2	16970.1	14571.2	19817.1
25	EXIT	1329.20	22.89	20.52	11.94	0.0004	0.0278	3027.7	5025.9	18744.8	24743.1	21772.5	29769.0
24	EXIT	1358.56	24.37	21.80	12.38	0.0004	0.0278	5653.2	9384.2	27830.4	36736.2	33483.6	46120.3
23	EXIT	1510.83	31.99	31.99	16.52	0.0004	0.0278	5307.7	8810.6	8317.5	8673.3	13625.1	17484.0
22	EXIT	1524.65	32.37	32.37	16.63	0.0004	0.0278	5800.7	9629.0	8928.4	9042.8	14729.0	18671.8
21	EXIT	1541.32	32.65	32.65	16.66	0.0004	0.0278	7942.7	16592.1	9483.5	9483.5	17426.2	26075.6
11	EXIT	1775.39	11.36	11.36	11.09	0.0009	0.0000	28511.6	53973.6	5993.6	9589.8	34505.2	63563.4
12	EXIT	3158.49	11.36	11.36	11.13	0.0009	0.0000	28055.3	53109.8	5720.6	9153.0	33775.9	62262.9

COIL SECT	POINT INFO.	***** T E M P E R A T U R E S (C) *****											
ID.	AT	*INSIDE FILM*		*INSIDE WALL*		*AVERAGE WALL*		*OUTSIDE WALL*		*OUTSIDE FILM*		FIN TIP	
		AVER.	PEAK	AVER.	PEAK	AVER.	PEAK	AVER.	PEAK	AVER.	PEAK	PEAK	
27	INLET	245.0	247.2	247.9	251.2	248.5	252.0	249.2	252.9	297.4	318.0	318.3	
27	EXIT	249.9	252.8	253.7	258.0	254.5	259.1	255.3	260.2	318.0	345.1	345.4	
26	EXIT	258.0	262.3	263.6	270.0	264.8	271.6	266.0	273.2	357.5	397.6	397.9	
25	EXIT	270.1	276.6	278.4	288.1	280.2	290.5	282.0	292.9	418.7	479.9	480.2	
24	EXIT	289.0	299.1	301.9	316.9	304.6	320.7	307.4	324.5	516.3	612.2	612.5	
23	EXIT	276.4	279.3	281.9	286.4	283.9	289.0	285.9	291.6	665.0	778.1	0.0	
22	EXIT	279.3	282.2	285.2	289.8	287.1	292.2	289.0	294.6	698.9	814.2	0.0	
21	EXIT	283.7	290.1	290.8	300.6	294.5	306.2	298.2	311.8	783.1	848.1	0.0	
11	EXIT	328.0	346.7	362.9	411.0	370.4	424.6	377.8	438.3	377.8	438.3	0.0	
12	EXIT	353.3	363.6	387.4	426.6	394.6	439.8	401.8	453.1	401.8	453.1	0.0	

AIR PREHEATER INFORMATION

AIR PREHEATER ID = 41
 FOR AIR TO FIREBOX ID(s) = 10
 DUTY = 2.653 MW

	AIR	FLUE GAS
FLOWRATE (KG/SEC)	14.27	21.03
INLET TEMP (C)	65.00	315.30
OUTLET TEMP (C)	246.67	205.50*
EFFECTIVENESS FACTOR		0.726
GAS VS. AIR FLOW UxA (W/DEGK)		26986.7
LMTD FACTOR "F"		0.98*
HEAT FLUX (W/M2)		2526.5
SURFACE AREA (M2)		1050.0*
LMTD (COUNTERCURRENT) (C)		100.3
MEAN TEMP. DIFFERENCE (C)		98.3
FLUE GAS PRESS. DROP, MM.H2O		108.001*

ภาพภาคผนวก ค-2 (ต่อ)

ภาคผนวก ง

NOMENCLATURE

- A = Heat Transfer Area
 Aa = Average Heat Transfer Area
 Ab = Bare Tube Heat Transfer Area
 Af = Extended Surface (*Finned*) Heat Transfer Area
 Ai = Inside Tube Heat Transfer Area
 Ao = Outside Tube Heat Transfer Area
 At = Total Heat Transfer Area
 ADP = Atmospheric Distillation Process
 AF = Excess Oxygen fraction Ratio
 API = American Petroleum Institute
 $API-530$ = American Petroleum Institute-530
 $API-560$ = American Petroleum Institute-560
 APH = Air Pre-Heater
 $APH_{effectiveness}$ = Air Pre-Heater Effectiveness
 $APFT$ = Average Process Film Temperature
 AS = Annual Saving Cost
 At = Total Heat Transfer Area of Fin tube per foot
 Ao = Bare area of fin tube per foot
 Af = Fin Area per foot
 A_{fin} = Total Fin Area required
 β = Fin thermal Profile
 Bt = Total Benefit
 BWT = Bridgewall Temperature, Flue gas temperature leaving Radiant section
 cf = Correction factor for fins
 C_A = Average number of substantial Carbon in Mole percent
 CDU = Crude Distillation Unit
 Cp = Specific heat Capacity
 $Cp_{fluegas}$ = Specific Heat Capacity of Flue gas
 Ct = Total Project Cost

CVB = Convection Bank

$Corr$ = Correction Factors

$CrossArea_A$ = Total Cross section area of Convection Bank

$CrossArea_B$ = Total Cross Section area of Bare tubes (Do)

$CrossArea_C$ = Total Cross Section area of Fins Area along Tubes

D_f = Discount Factor

Di = Convection Tube Pitch length

Do = Convection Tube Pitch length

e = Net Thermal Efficiency

e_f = Fuel Efficiency

E = Fin Efficiency

EEI = Energy Efficiency Index

$EffectiveLength$ = Effective Convection Tube length (heating tube length)

EI = Energy Index

ESt = Total Energy Saving cost

Et = Total Energy Used

f = Fraction of heat transfer duty in Radiant section

fo = Fouling Resistance outside tube

fi = Fouling Resistance inside tube

F = Total Fluid mass rate through heater

FV = Future Project Value

FDF = Forced Draft Fan

FPA = Fin Per Area

F_{Thk} = Fin Thickness

$Flux_{conv}$ = Heat Flux rate at Convection Section

$Flux_{rad}$ = Heat Flux rate at Radiant Section

$Flux_{bare}$ = Heat Flux rate at Convection Bare Tube

$FRNC-5PC$ = Fired Heater Simulation Software

$Fin_{thickness}$ = Fin Thickness

Fin_{Height} = Fin Height

Fin_{per_foot} = Number of Fins per foot

$g_{(i)}$ = Flue gas mass velocity

g_{bare} = Flue gas Mass Velocity through Bare Tube per area

g_{fin} = Flue gas Mass Velocity through Finned Tube per area

g_{inlet_Conv} = Flue gas Mass Velocity through Convection inlet Tube per area

h = Temperature cold fluid inlet

h_o = Outside Convective Heat Transfer Coefficient

h_f = Convective Heat transfer Coefficient

h_L = Enthalpy of Fuel (LHV)

Δh_a = Enthalpy of Combustion air

Δh_f = Enthalpy of Liquid Fuel

Δh_m = Enthalpy of Steam Atomizing

Δh_r = Enthalpy of Loss through wall

Δh_s = Enthalpy of Loss through Stack

h_{fl} = Enthalpy Flue gas inlet APH

h_{st} = Enthalpy Flue gas outlet APH

H = Fin Height

H_B = Average number of substantial Hydrogen in Mole percent

HC = Hydrocarbon

HEX = Heat Exchanger

I = Investment Cost

I_0 = Initial Investment Cost

IDF = Induced Draft Fan

ISO = International Standard Organization

$ISO 13705$ = International Standard Organization code 13705, Fired Heaters for general refinery service

IRR = Internal Rate of Return

KP = Equilibrium Constant Factor

Kw = Thermal Conductivity Coefficient of materials

$LMTD$ = Logarithm Means Temperature Different

$LMGT$ = Logarithm Means Temperature Different across Bare Tube

$LMGT_f$ = Logarithm Means Flue Gas Temperature through Fins

\dot{m}_i = Mass rate inlet

\dot{m}_e = Mass rate outlet

\dot{m}_a = Mass rate of combustion air

\dot{m}_f = Mass rate of Fuel

\dot{m}_p = Fluid mass flow rate inside tube

Mfg = Mass flow rate of Flue gas through CVB

$MFGTb$ = Means Flue gas temperature at Bare tube

M_{gf} = Flue gas mass velocity at CVB inlet

MTD = Means Temperature Different

MW_{th} = Mega Watt-thermal

n = Project Life period (year)

Nb = Number of Bare tube rows

Nf = Number of Finned tube rows

η_{APH} = Air Pre-Heater Efficiency

$NFab$ = Convection Tube Pitch length

$NFAf$ = Net Free Area from Fin

$NFPA$ = National Fired Protective Association

NO_x = Oxide of Nitrogen ($NO + NO_2$)

NPV = Net Present Value

P = Convection Tube Pitch length

pSO_2 = Partial Pressure of Sulfur Di-Oxide

pSO_3 = Partial Pressure of Sulfur Tri-Oxide

pO_2 = Partial Pressure of Oxygen

pH_2O = Partial Pressure of Water (Vapor)

POC = Product of Combustion

PV = Present Value

Pro-II = Process Simulation Software program

$\Delta P_{f(i)}$ = Differential Pressure across Tube (friction)

ΔP_{inlet_CVB} = Different pressure across CVB inlet

ΔP_{Bare} = Different pressure across CVB inlet

q_{APH} = Total Heat transfer in APH

Q_{total} = Total Heat transfer in furnace

Q_{Rad} = Total Heat transfer in Radiant Section

Q_{CVB} = Total Heat transfer in Convection Section

Q_{Stack} = Total Heat transfer left to Stack

$Q_{Baretube}$ = Total Heat transfer in Bare Tube

$Q_{FinnedTube}$ = Total Heat transfer in Finned Tube

Q_{Wall_loss} = Total Heat loss through Wall

\dot{Q}_{actual} = Actual Heat Transfer duty of exchanger

\dot{Q}_{max} = Maximum Heat Transfer duty of exchanger

r = Interest Rate

Rt = Total Heat Resistance for CVB tube

Ro = Thermal Heat Resistance outside tube

Rw = Thermal Heat Resistance for wall tube

Ri = Thermal Heat Resistance inside tube

Rad = Radiant Section

$Radiant\ Flux_{corrected}$ = Corrected Radiant Heat flux rate

$Radiant\ Flux_{uncorr}$ = Uncorrected Radiant Heat flux rate

$Returnbend_{length}$ = Returned bend length between tube-to-tube, Tube space distance

SPP = Simple Payback Period

SEC = Specific Energy Consumption

TOE = Ton of Oil Equivalent

T = Absolute Temperature at 1000 Kelvin, ATM

T_{bw} = Flue gas Temperature Leaving Radiant section

T_{dw} = Acid Dew Point Temperature

T_{g-out} = Flue gas Temperature Leaving Convection section

T_s = Surface Temperature

Tw = Tube Wall Thickness

ΔT_{LMTD} = Logarithm Means Temperature Different

T_{hot-in} = Temperature hot fluid inlet

$T_{hot-out}$ = Temperature hot fluid outlet

$T_{cold-out}$ = Temperature cold fluid outlet

$T_{cold-in}$ = Temperature cold fluid inlet

T_f = Surrounding Fluid Temperature

T_{ft} = Adiabatic Flame Temperature of Fuel

TI = Total Investment Cost

$T_{r,in}$ = Fluid Temperature inlet Radiant Section

$T_{p,in}$ = Fluid Temperature inlet Convection section

$Tubes_{per_row}$ = Number of Tube per row

$T_{fluegas-in}$ = Maximum Heat Transfer duty of exchanger

T_{air-in} = Maximum Heat Transfer duty of exchanger

$T_{fluid @ inlet}$ = Fluid Temperature at Convection Bank inlet

$T_{fluid@barein}$ = Fluid Temperature at Bare tube inlet

$T_{fluid@x-over}$ = Fluid Temperature at Crossover Tube (inlet Radiant)

$T_{flue@bare out}$ = Flue gas temperature outlet Bare Tube

$TubesperRow$ = Convection Tube Space per Row

$Tstack$ = Flue gas Temperature leaving CVB tube

U = Overall Heat transfer coefficient

U_i = Inside Heat transfer coefficient of CVB tube

U_o = Outside Heat transfer coefficient of CVB tube

$V_{g(i)}$ = Specific Volume of Flue gas

V_{fgb} = Mass velocity of Flue gas through Bare tube

V_{fgf} = Mass velocity of Flue gas through Finned tube

$V_{gl_inletCVB}$ = Flue gas mass velocity at CVB inlet

V_{gi} = Specific Volume of Flue gas (*i*)

V_{gi_Bare} = Specific Volume of Flue gas (*Bare Tube*)

$V_{gi_inletCVB}$ = Specific Volume of Flue gas (*Inlet Convection Bank*)

X_{fin} = Fin Efficiency Ratio